



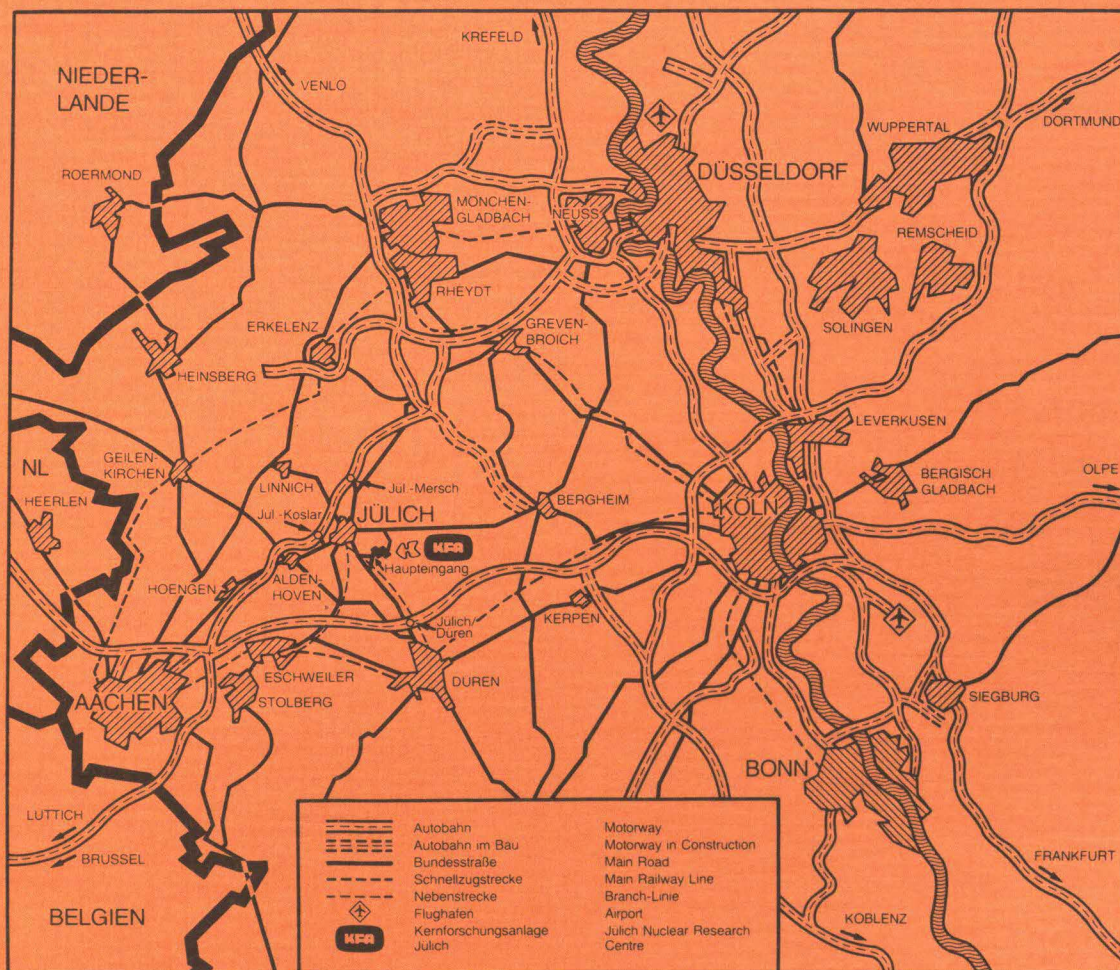
KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH

Technische Dienste – Mechanische Werkstätten

**Entwicklung und Auslegung
eines integrierten
Neutronenreflektors und
-choppers**

von
Th. Verfürth

Jül-Spez-339
Dezember 1985
ISSN 0343-7639



Als Manuskript gedruckt

Spezielle Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 339
 Technische Dienste – Mechanische Werkstätten Jül-Spez-339

Zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH
 Postfach 1913 · D-5170 Jülich (Bundesrepublik Deutschland)
 Telefon: 02461/610 · Telex: 833556-0 kf d

Entwicklung und Auslegung eines integrierten Neutronenreflektors und -choppers

von
Th. Verfürth

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1. Einleitung	1
1.1 Aufbau und Funktion des π -Spektrometers	1
1.2 Herauslenken des Neutronenstrahls	2
1.2.1 Ablenkvorrichtung neben dem Hauptstrahl	2
1.2.2 Integrierter Neutronenreflektor und -chopper im Hauptstrahl	3
1.3 Anforderungen an den Kippkristall	7
2. Abstraktion	10
3. Entwurf	12
3.1 Kristallträger	12
3.2 Antrieb der Kristallträger	14
3.3 Lagerung der Kristallträger	35
4. Konstruktionsbeschreibung	41
4.1 Kristallträger	41
4.2 Lagerung der Kristallträger	44
4.3 Stößel	48
4.4 Nockenwelle und Antrieb	53
4.5 Gehäuse und Drehvorrichtung	64
4.6 Schmierung	65
5. Schwingungsprobleme	66
5.1 Eigenresonanzen	66
5.2 Anregungsfrequenzen	67
5.3 Herabsetzen der Schwingungsgefahr	67
6. Zusammenfassung	69
7. Literaturhinweise	70

1. Einleitung

Im Meßhaus ELLA der KFA Jülich werden mit kalten Neutronen mehrere Neutronenstreuexperimente durchgeführt. Als Neutronenquelle dient der Reaktor FRJ 2 (DIDO). Die Neutronen werden in der sog. kalten Quelle auf subthermische Energien moderiert. Drei Neutronenleiter leiten die Neutronen mit Wellenlängen von 2 bis 10 \AA zu den einzelnen Meßplätzen. Die Neutronenleiter sind aus Glasplatten zusammengesetzte Vakuumgefäße, deren Innenwände mit Nickel bedampft sind.

1.1. Aufbau und Funktion des π -Spektrometers

(siehe Abb. 1)

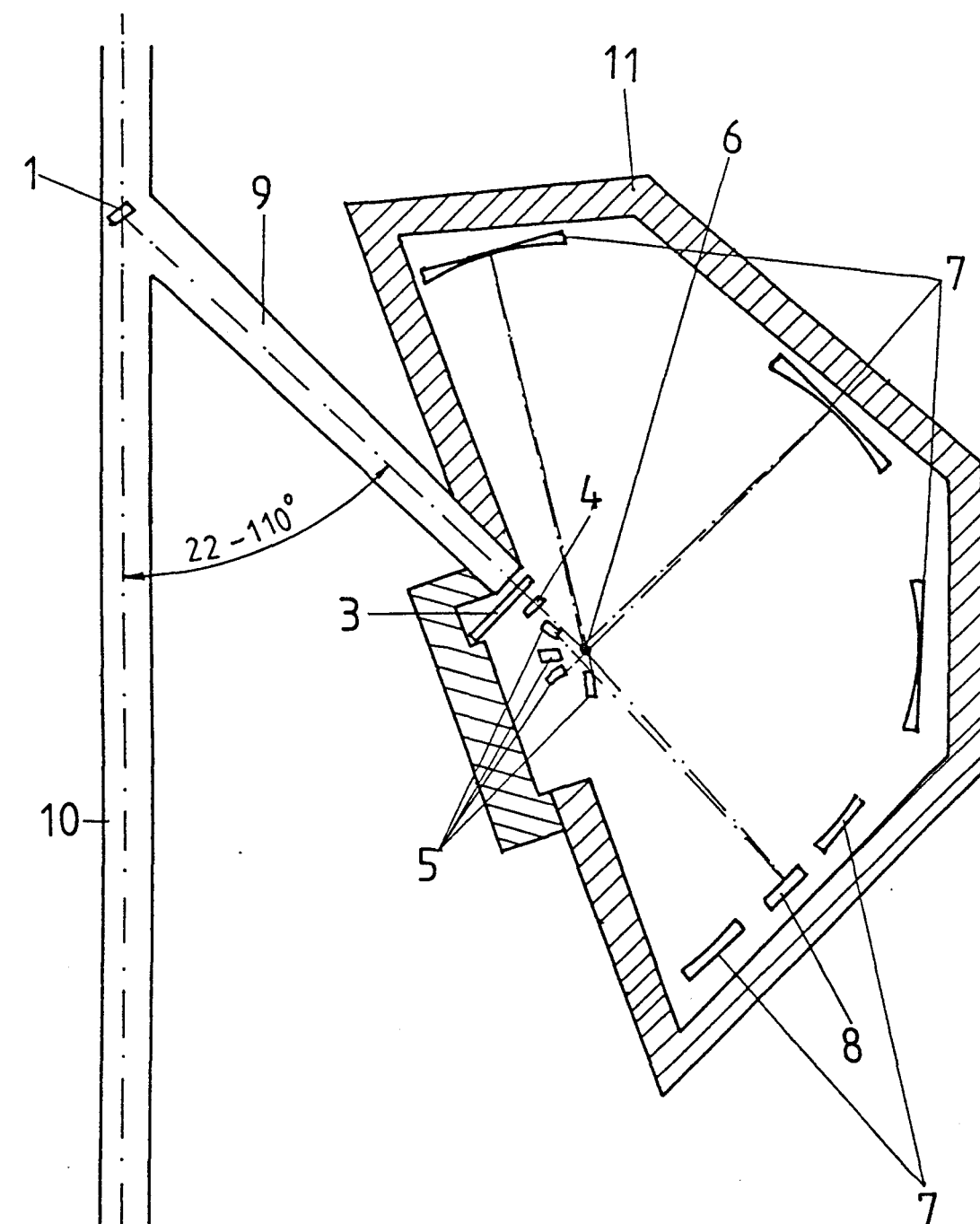
Das π -Spektrometer ist ein hochauflösendes Rückstreuungsspektrometer, in dem Bewegungsvorgänge in kondensierter Materie untersucht werden.

Der von der Neutronenquelle kommende polychromatische Neutronenstrahl gelangt durch den Neutronenleiter an der Ablenkvorrichtung (1) vorbei zum Monochromator (2). Er besteht aus Silizium-Einkristallen. Durch Bragg-Reflexion wird der Neutronenstrahl monochromatisiert. Um die höchstmögliche Auflösung zu erzielen, muß der Streuwinkel 180° betragen (Rückstreuung). Im Gegensatz zu anderen Neutronenspektrometern, wo die Variation der Wellenlänge durch Drehen des Monochromatorkristalls erfolgt, wird diese Variation der Wellenlänge beim Rückstreuungsspektrometer durch Dopplerbewegung des Monochromatorkristalls erzeugt, denn ein Abweichen von der Rückstreuung würde die Auflösung drastisch verschlechtern. Die Wellenlänge der monochromatisierten Neutronen beträgt etwa $6,27 \text{ \AA}$, wobei die exakte Wellenlänge der reflektierten Neutronen von der momentanen Geschwindigkeit des Monochromatorkristalls abhängt. Der Doppler-Antrieb erzeugt ein Energiespektrum, das etwa $\pm 10 \mu\text{eV}$ umfaßt.

Alle reflektierten Neutronen werden von der aus Graphitkristall bestehenden Ablenkvorrichtung in den konischen

Abb. 1 : Schematische Darstellung des π -Spektrometers

vom Reaktor



zum nächsten
Experiment

- 1 Ablenkvorrichtung
- 2 Monochromator
- 3 Chopper
- 4 Eingangsmonitor
- 5 Detektor
- 6 Probe
- 7 Analysatorkristall
- 8 Monitor
- 9 Abzweigrohr
- 10 Neutronenleiter
- 11 Abschirmung

Neutronenleiter auf die Probe (4) im Spektrometer gelenkt. Von dort werden sie gestreut und treffen auf einen der Analysatorkristalle (7). Die Neutronen, die durch Energiegewinn oder -verlust beim Streuprozess genau die Wellenlänge $6,27 \text{ \AA}$ bekommen, werden am Analysatorkristall um 180° reflektiert und treffen auf den zu dem jeweiligen Analysatorkristall gehörenden Detektor (5), wo sie gezählt werden.

Der Chopper (3) hat nur eine Hilfsfunktion: durch ihm werden die auf die Probe treffenden Neutronen gepulst; die Neutronen, die direkt in die Detektoren gestreut werden, können aufgrund ihrer kürzeren Flugzeit von den an den Analysator-Kristallen reflektierten Neutronen unterschieden werden, sie werden nicht mitgezählt.

Durch 2 Monitore (Spaltkammern) (4,8) werden die ins Spektrometer einfallenden Neutronen und der Wirkungsquerschnitt der Probe bestimmt.

Durch Auswechseln des Monochromator-Materials kann das Spektrometer mit verschiedenen Wellenlängen betrieben werden. Um die Reflexion der Neutronen am Ablenkkristall sicherzustellen, muß das Spektrometer dazu um die senkrechte Achse der Ablenvorrichtung gedreht werden. Der Ablenkwinkel beträgt je nach Arbeitsstellung $22-110^\circ$.

1.2. Herauslenken des Neutronenstrahls

Der vom Monochromator reflektierte Neutronenstrahl muß unter einem variablen Winkel aus dem Hauptstrahl zum π -Spektrometer abgelenkt werden.

1.2.1. Ablenkkristall neben dem Hauptstrahl

Hierbei steht der Monochromator unter einem Winkel von $0,3736^\circ$ zur Neutronenflugachse. Die reflektierten Neutronen werden aus dieser Achse herausgelenkt und treffen nach 6 m auf den

neben dem Hauptstrahl stehenden Ablenkkristall.

Diese Anordnung hat zwei Nachteile:

- Der Neutronenleiter muß zwischen Monochromator und Ablenkkristall trichterförmig ausgeführt werden. Dadurch kommt es zu hohen Neutronenverlusten ($\sim 50\%$).
- Da der Einfallswinkel der Neutronen auf dem Monochromator nicht 90° ist, wird die Auflösung des Spektrometers verschlechtert.

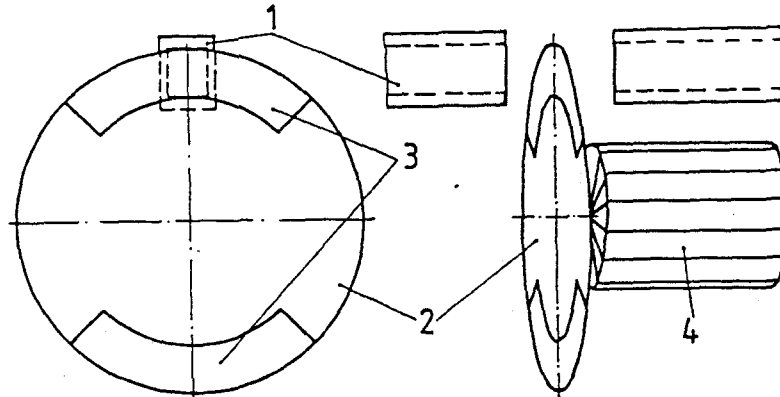
1.2.2. Integrierter Neutronenreflektor und -chopper im Hauptstrahl

Da der Chopper den abgezweigten Neutronenstrahl zu 50% der Zeit sperrt, benötigt das Spektrometer nur einen gepulsten Neutronenstrahl. Dadurch besteht die Möglichkeit eine Vorrichtung im Hauptstrahl anzuordnen, die nur ein Bündel Neutronen passieren läßt. Die durchgelassenen Neutronen treffen auf den Monochromator und werden zurückgeworfen. Wenn sie wieder an der Ablenkvorrichtung ankommen, sperrt diese den Hauptstrahl und lenkt den reflektierten Strahl zum Spektrometer ab. Danach wird der Hauptstrahl wieder freigegeben, das nächste Neutronenbündel gelangt zum Monochromator usw..

Die Dauer der Sperr- und Durchlaßzeiten hängt von den Laufzeiten der Neutronen ab. Neutronen mit Wellenlängen, die für das π -Spektrometer nicht gebraucht werden, sollen von der Ablenkvorrichtung möglichst wenig beeinflusst werden.

Zwei Möglichkeiten eines integrierten Neutronenreflektors und -choppers werden untersucht.

A rotierende Scheibe



- 1 Neutronenleiter
- 2 Al-Scheibe
- 3 C-Einkristalle
- 4 Motor

Eine Aluminiumscheibe ist auf zwei gegenüberliegenden Vierteln mit Einkristallen, welche die benötigten Neutronen reflektieren, beklebt. Aluminium ist für Neutronen nahezu durchsichtig. Wird die Scheibe in Drehung versetzt und unter dem halben Ablenkwinkel in den Strahl gestellt, wird der gewünschte Effekt erzielt.

Um klar definierte Sperr- und Durchlaßphasen zu erreichen, muß der Neutronenleiterquerschnitt in möglichst kurzer Zeit vollständig von Einkristallen verdeckt bzw. freigegeben werden. Der rechteckige-(70 x 100)mm²-Neutronenleiterquerschnitt muß daher mit seiner Schmalseite in Richtung der möglichst großen Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe angeordnet sein. Die Scheibendrehzahl muß, auf Grund der Neutronenlaufzeiten, abhängig von der Arbeitsstellung des Spektrometers 1800-4200 $\frac{\text{U}}{\text{min}}$ betragen. Eine große Umfangsgeschwindigkeit läßt sich durch einen großen Scheibendurchmesser erreichen. Das Raumangebot an der Abzweigstelle begrenzt den Scheibendurchmesser auf 730 mm.

Voraussetzung für diese Lösung ist, daß ideale Graphiteinkristalle zur Verfügung stehen. Graphiteinkristalle bestehen nicht aus einem Kristall, sondern aus vielen monokristallinen Bereichen mit einer bevorzugten Kristallrichtung. Die Kristallrichtung dieser Bereiche schwankt, je nach Qualität, um einen bestimmten Winkel, dem sog. Mosaikspread. Die besten heute herstellbaren Graphiteinkristalle haben einen Mosaikspread von $0,4^\circ$.

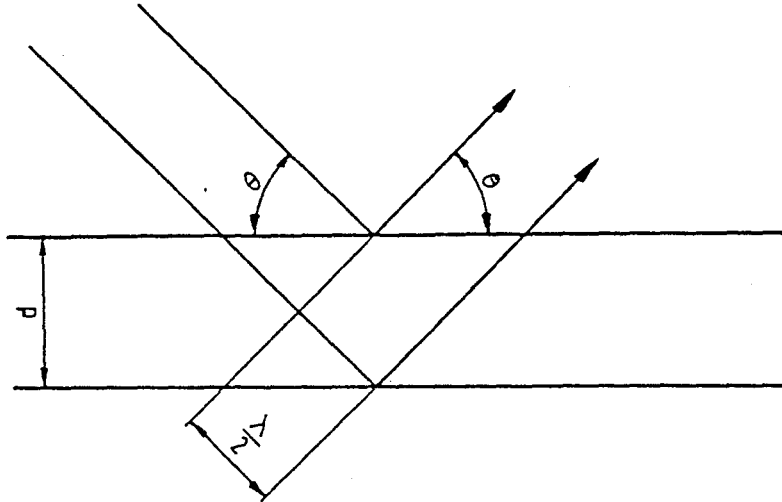
Am Außenrand der Scheibe haben die Kristalle eine maximale Umfangsgeschwindigkeit von 160 m/s. Steht die Kristallrichtung nicht senkrecht zur Umfangsgeschwindigkeit, ergibt sich eine Geschwindigkeitskomponente in Kristallrichtung.

$$V_x = V_t \cdot \sin \alpha = 160 \text{ m/s} \cdot \sin 0,4^\circ = 1,1 \text{ m/s}$$

Diese Geschwindigkeitskomponente liegt in der Richtung des Neutronenstrahls. Sie wirkt wie die Dopplerbewegung des Monochromators und verändert damit Impuls und Energie der Neutronen. Die rotierende Scheibe scheidet als Lösung aus, da die gute Energieauflösung des Spektrometers zerstört wird.

B Einkristallschwingvorrichtung (Kippkristall)

Ein Neutronenstrahl wird von den Netzebenen eines Einkristalles nur reflektiert, wenn er die Bragg'sche-Gleichung erfüllt.



$$\sin \theta = \frac{n \cdot \lambda}{2 \cdot d} \text{ hierin ist:}$$

d = Abstand der Gitterebenen

θ = Bragg-Winkel

$n = 1, 2, \dots$ Ordnung der Reflexion

λ = De Broglie-Wellenlänge der Neutronen

Um einen gepulsten Neutronenstrahl zu erhalten, müssen die Kristalle eine Kippbewegung machen. In der Reflexionsphase treffen die Neutronen im Bragg-Winkel auf die Einkristalle und werden abgelenkt. In der Durchlaßphase sind die Kristalle um mindestens $1,5^\circ$ verdreht. Die Bragg'sche-Gleichung ist jetzt nicht mehr erfüllt. Die Neutronen werden nicht reflektiert, sondern durchdringen den Einkristall.

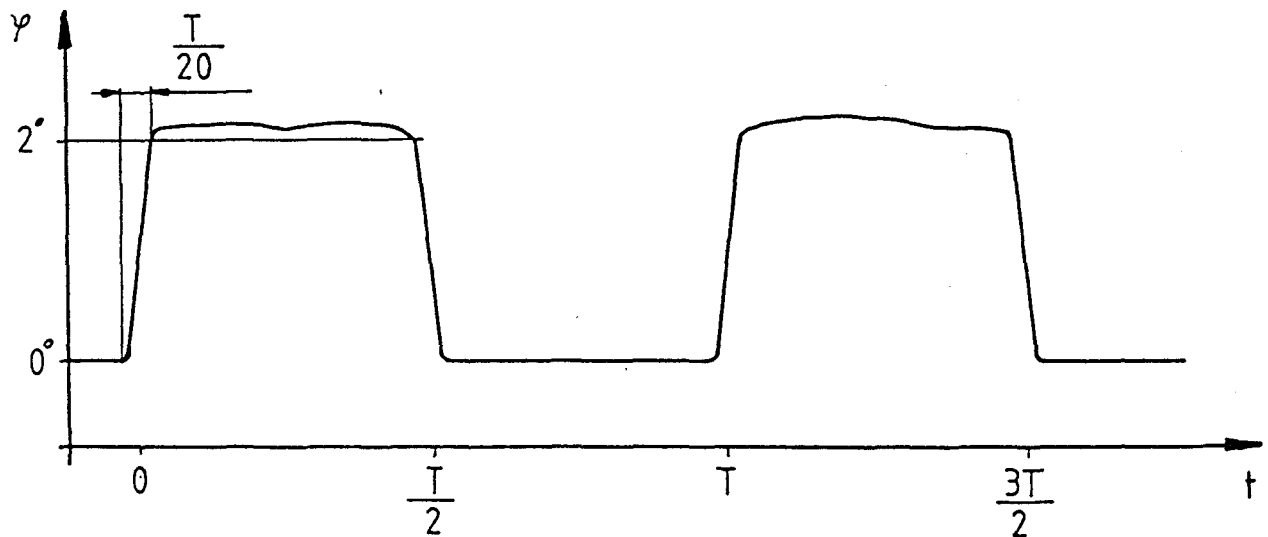
1.3. Anforderungen an den Kippkristall

Für eine optimale Funktion des π -Spektrometers werden von den Betreibern folgende Anforderungen an den Kippkristall gestellt.

- Mit Einkristallen abzudeckende Fläche: $(80 \times 100) \text{ mm}^2$
 Der Neutronenleiterquerschnitt beträgt $(70 \times 100) \text{ mm}^2$.
 Der Ablenkkristall steht unter einem Winkel von 11° - 55° zum Neutronenleiter und muß daher breiter sein, damit genügend Neutronen auf ihn treffen.
- Genauigkeit der Kristallstellung in der Reflexionsphase: $\pm 0,05^\circ$
 Weicht der Kippkristall in der Reflexionsphase von seinem Idealwinkel ab, sinkt die Intensität des Neutronenstroms im Spektrometer.
- Keine Bewegung der Kristalle in der Reflexionsphase
 Bewegen sich die Einkristalle während der Reflexionsphase, kommt es auf Grund des Dopplereffektes zu einer Verfälschung der Neutronenenergien.
- Drehwinkel zwischen Reflexions- und Durchlaßphase: 2°
 Durch die Verdrehung der Einkristalle um 2° ist sichergestellt, daß in der Durchlaßphase keine Neutronen reflektiert werden.
- Frequenzbereich 70-140 Hz
 Die Bewegungsfrequenz des Kippkristalls muß so bemessen sein, daß die Laufzeit der Neutronen für die Strecke Kippkristall-Monochromator und zurück genau eine Periodendauer T beträgt. Die Frequenz ist entsprechend den verschiedenen Arbeitsstellungen des Spektrometers variabel.

- Zeit für die Kippbewegung: $\frac{T}{20}$

Um klar definierte Durchlaß- und Reflexionsphasen zu erhalten, muß der Übergang von einer Phase in die andere möglichst schnell erfolgen. Die Zeit der undefinierten Kristallstellung soll 10 % der Gesamtzeit nicht überschreiten. Für einen Bewegungsvorgang steht somit die Zeit $t^* = \frac{T}{20}$ mit $T = \frac{1}{f}$ zur Verfügung.
 $t^* = 0,36-0,74 \text{ ms}$



Winkel-Zeit-Beziehung des Kippkristalls

- Strahlfreiheit

Um die Neutronenverluste für das γ -Spektrometer und die nachfolgenden Experimente gering zu halten, soll möglichst wenig Material in den Neutronenstrahl gebracht werden. Wegen seiner guten Neutronendurchlässigkeit und geringen Aktivierung kommt als Material für die Kristallhalterung nur Aluminium (bzw. Al-Legierungen) in Frage. Der Antriebsmechanismus muß außerhalb des Neutronenleiters liegen.

- Synochronbetrieb mit Restanlage

Der Kippkristall muß ein Neutronenbündel erzeugen, das nach Passieren des Abzweigrohres auf den geöffneten Chopper trifft. Dazu müssen Kippkristall und Chopper synchron laufen, mit einer Phasenverschiebung, die der Laufzeit der Neutronen durch das Abzweigrohr entspricht.

- Saubere, wartungsarme Betriebsweise, Lebensdauer: 10000 h

Der Raum in dem die Anlage montiert wird darf nur betreten werden, wenn der Hauptstrahl am Reaktor gesperrt ist. Da hierzu alle angeschlossenen Experimente unterbrochen werden müssen, ist dies nur durchschnittlich alle 4 Wochen der Fall.

Eine saubere Betriebsweise ist wegen der möglichen Aktivierung durch die Neutronenstrahlen wichtig.

- Drehbarkeit des Kippkristalls um 44°

Entsprechend der verschiedenen Arbeitsstellungen des Spektrometers muß der Neutronenstrahl um 22° - 110° aus dem Hauptstrahl herausgeholt werden. Die Richtung der Kippkristalle muß demnach 11° - 55° betragen.

- Raumangebot ist begrenzt

An der Einbaustelle befinden sich die Neutronenleiter für den Hauptstrahl und den abzweigenden Strahl mit ihren Unterstützungen, das Drehlager des π -Spektrometers und die verschiebbare Abschirmung des Abzweigrohres.

2. Abstraktion

Bei Gesprächen mit KFA-Mitarbeitern wurde festgestellt, daß ein mechanischer Bewegungsvorgang mit der geforderten Frequenz und Genauigkeit bisher nicht realisiert ist. Um bei der erforderlichen vollkommenen Neuentwicklung für jede Funktionsgruppe die optimale Lösung zu finden, wird die Aufgabenstellung zunächst in ein abstraktes Schema überführt. Dadurch können die anfallenden technischen Probleme überschaut und die Eignung von Lösungsvorschlägen frühzeitig erkannt werden.

Aussagen zu den Forderungen

- Genauigkeit der Kristallstellung in der Reflexionsphase $0,05^\circ$
- keine Bewegung der Kristalle in der Reflexionsphase
- Drehwinkel zwischen Reflexions- und Durchlaßphase 2°
- Frequenzbereich 70-140 Hz
- Zeit für die Kippbewegung $\frac{T}{20}$

Diese Forderungen stellen die höchsten Anforderungen an die Anlage. Die Kristalle müssen schnelle Bewegungen ausführen und innerhalb kürzester Zeit eine extrem genaue Endlage erreichen.

Es muß ein Antrieb gefunden werden, der die geforderte Bewegung in der gegebenen Zeit ermöglicht. Um die auf Grund der hohen Beschleunigungen auftretenden Kräfte gering zu halten, muß die bewegte Masse möglichst klein sein. Die Lagerung der Kristalle muß die Beschleunigungskräfte aufbringen und gleichzeitig die hohe Genauigkeit garantieren.

- mit Einkristallen abzudeckende Fläche $(80 \times 100) \text{ mm}^2$
- Strahlfreiheit

Um eine weitgehende Strahlfreiheit zu erreichen, müssen

die Antriebselemente außerhalb des Neutronenstrahls angeordnet werden. Die Einkristalle werden an einem oder mehreren Kristallträgern befestigt, die in den Strahl hineinragen.

- Sauberer, wartungsarmer Betrieb, hohe Lebensdauer

Diese Forderungen werden durch die hohen Lastspielzahlen noch verstärkt. Sie setzen Bauteile voraus, welche verschleißfrei sind oder einem geringen Verschleiß unterliegen und nach Möglichkeit ohne Schmierung auskommen.

Falls Bauteile störanfällig sind, müssen sie leicht zugänglich sein. Bauteile die eine Schmierung erfordern, müssen so konstruiert sein, daß sie im Betrieb sauber arbeiten.

- Antrieb synchron mit Restanlage

Es muß sichergestellt sein, daß sich die Frequenz und die Phasenlage der Kristallbewegung von der Rechenanlage des π -Spektrometers steuern läßt.

- Drehbarkeit des Kippkristalls um 44°
- Raumangebot begrenzt

Um diese Forderungen zu erfüllen, müssen bei der Konstruktion der Apparatur die räumlichen Verhältnisse an der Abzweigstelle berücksichtigt werden. Es sind Montagemöglichkeiten für einen Drehtisch vorzusehen.

3. Entwurf

3.1. Kristallträger

Der Kristallträger soll die von den Einkristallen geforderte Bewegung, eine um 2° hin und hergehende Drehbewegung mit hohen Winkelgeschwindigkeiten und Winkelbeschleunigungen, ausführen. Als Körper hat der Kristallträger die Abmessungen Länge, Breite, Dicke. Die Drehbewegung soll um die Längsachse erfolgen. Breite und Dicke sollen aus folgenden Gründen möglichst klein sein:

- Für die Winkelbeschleunigung ist ein Drehmoment M_k erforderlich. Dieses Drehmoment führt zu einer Verdrillung des Kristallträgers.

$$M_k = J_k \cdot \ddot{\varphi}$$

J_k ist das Massenträgheitsmoment des Kristallträgers, bezogen auf die Drehachse. Es ist proportional zur vierten Potenz der Breite bzw. Dicke.

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot R^4 \cdot l$$

Massenträgheitsmoment eines Kreiszylinders mit dem Radius R , der Dichte ρ und der Länge l , bezogen auf seine Schwereachse.

- Die Winkelgeschwindigkeit führt zu einer Zentrifugalkraft am Kristallträger. Diese Kraft kann im Extremfall zu einer Zerstörung des Kristallträgers und der Einkristalle führen. Die Zentrifugalkraft ist proportional zur Breite bzw. Dicke.

$$F = m \cdot r \cdot \dot{\varphi}^2$$

Kraft auf eine Masse m , die sich mit der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ im Abstand r um einen Punkt dreht.

- Die Dicke ist die Ausdehnung des Kristallträgers in Neutronenstrahlrichtung. Sie führt zu einer Schwächung der Neutronenintensität.

Aus technischen Gründen kann die Breite eines Kristallträgers nicht beliebig klein sein. Um noch Platz für die Antriebs- und Lagerelemente zu haben, wird sie auf 10 mm festgelegt. Die Drehachse der Kristalle soll senkrecht stehen. Die Breite der abzudeckenden Fläche beträgt 80 und ihre Höhe 100 mm. Es werden also 8 Kristallträger nebeneinander angeordnet.

Die maximale Verdrillung des Kristallträgers auf Grund der Massenträgheit beträgt bei einseitigem Antrieb:

$$\phi = \frac{J_k \cdot \ddot{\varphi} \cdot l}{I^* \cdot G \cdot 2}$$

l = Länge des Kristallträgers
 G = Gleitmodul
 I^* = Drillungswiderstand

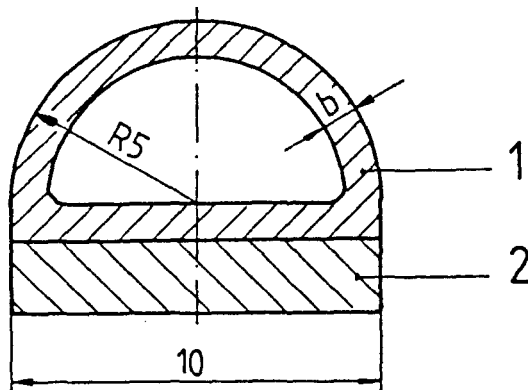
Die Länge liegt fest, da die Antriebselemente außerhalb des Neutronenstrahls liegen. Der Gleitmodul ist ebenfalls vorgegeben, da als Material für den Kristallträger nur Aluminium geeignet ist.

Die Verdrillung läßt sich herabsetzen, wenn der Kristallträger an beiden Enden angetrieben wird. Der maximale Wert beträgt dann

$$\phi = \frac{J_k}{I^*} \cdot \frac{\ddot{\varphi} \cdot l}{G \cdot 8}$$

Hierin sind noch J_k und I^* variabel. Sie hängen von der Querschnittsform des Kristallträgers ab. Für den idealen Kristallträger muß der Wert $\frac{J}{I^*}$ möglichst klein sein. Das Massenträgheitsmoment wird minimal wenn die Drehachse mit der Schwerachse zusammenfällt.

Der Querschnitt mit dem günstigsten Wert $\frac{J}{I^*}$ ist ein Kreisring. Der Kristallträger muß jedoch über der ganzen Breite eine ebene Fläche haben, an der die Einkristalle befestigt werden. Aus diesen Überlegungen ergibt sich folgender Querschnitt.



1. Aluminiumkristallträger

2. Graphit Einkristall

Kristallträgerquerschnitt

Das Verhältnis $\frac{J}{I^*}$ wurde für verschiedene Wandstärken b berechnet. Der günstigste Wert ergibt sich bei einer Wandstärke von 1 mm. Da die Einkristalle möglichst keine mechanische Belastung erfahren sollen, wurden sie für die Berechnung des Drillungswiderstandes I^* nicht berücksichtigt. Der Flächenschwerpunkt dieses Querschnittes fällt mit dem Mittelpunkt des Halbkreises zusammen.

Da die Kristallträger länger sind als die Höhe der Einkristalle, geht der Querschnitt außerhalb des Neutronenleiters in einen vollständigen Kreisring über. Die Lage des Schwerpunktes bleibt dabei erhalten.

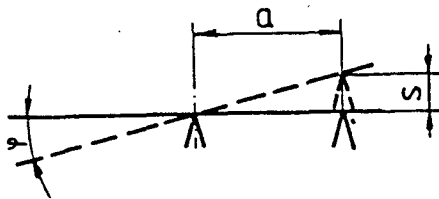
3.2. Antrieb der Kristallträger

Aufgabe des Antriebs ist es, eine um 2° hin und her gehende Drehbewegung zu erzeugen. In den beiden Endlagen soll dabei ein längerer Stillstand eingehalten werden, wobei eine der Endlagen mit maximaler Genauigkeit eingehalten werden muß.

Für aussetzende Drehbewegungen werden in der Literatur [1,6] Koppelrastgetriebe oder Malteserkreuzgetriebe genannt. Auf Grund des begrenzten Verhältnisses von Stillstandszeit zu Bewegungszeit und der ungenügenden Genauigkeit sind diese Antriebsarten nicht geeignet.

Eine andere Möglichkeit beliebige Winkel-Zeit Abhängigkeiten zu erzeugen, bieten Schrittmotoren. Eine Untersuchung ergab, daß diese Motoren wegen ihrer begrenzten Hochlaufzeit für den geforderten Antrieb zu langsam sind. Zusätzlich sind ihre Abmessungen bei dem gegebenen Raumangebot zu groß.

Da die direkte Erzeugung der geforderten Drehbewegung nicht möglich ist, soll der Umweg über die translatorische Bewegung eines Stößels gemacht werden. Der erforderliche Stößelhub s ist abhängig vom Abstand a zwischen der Lagerstelle des Kristallträgers und dem Ort an dem die Ankopplung des Stößels erfolgt.



$$\tan \varphi = \frac{s}{a}$$

$$s = a \cdot \tan \varphi$$

Bei $a = 4 \text{ mm}$ wird $s = 0,14 \text{ mm}$

Abhängigkeit von Drehwinkel
und Stößelhub

Um die Genauigkeit der Kristallstellung in der Reflexionsphase zu gewährleisten, gibt es zwei grundsätzliche Möglichkeiten.

A Der Kristallträger liegt während der Reflexionsphase an einem festen Anschlag an.



1 Kristallträger

2 Stößel

3 Anschlag

Kristallträger mit Anschlag

Um ein genaues Anliegen des Kristallträgers am Anschlag zu gewährleisten, muß zwischen Stößel und Kristallträger ein Spiel vorhanden sein. Beim Auslenken bzw. beim Anlegen an den Anschlag kommt es bei dieser Anordnung zu einem Stoß. Stöße sind unbedingt zu vermeiden, da sie zu erhöhtem Verschleiß und zu Vibrationen führen.

- B Die Genauigkeit wird durch eine genaue Stößelstellung in der Reflexionsphase erzeugt. Die Ankopplung vom Stößel an den Kristallträger muß hierbei spielfrei erfolgen. Die erforderliche Genauigkeit der Stößelrichtung beträgt

$$\Delta s = a \cdot \tan \Delta \varphi$$

Bei $a = 4 \text{ mm}$ wird $\Delta s = 3 \mu\text{m}$

Als grobe Unterteilung der verschiedenen Möglichkeiten, die Stößelbewegung zu erzeugen, läßt sich angeben

- elektrische Antriebe
- mechanische Antriebe

Elektrische Antriebe

Eine direkte Erzeugung der Stößelbewegung durch elektrische Wechselwirkung zeichnet sich durch geringen Verschleiß und Wartungsaufwand aus. Feineinstellungen können relativ einfach durch Änderung einer elektrischen Größe ausgeführt werden. Von den verschiedenen Möglichkeiten, eine elektrische Größe in eine Wegänderung umzuwandeln, wurde nur der Piezo-Effekt näher untersucht, da sich die anderen Antriebe nach ersten Betrachtungen als ungeeignet erwiesen:

- Stellungsmagnete oder Relais haben Stellzeiten von einigen Millisekunden und sind daher zu langsam.
- Schwingspulen, ähnlich wie bei Lautsprechern, scheiden aus, da die erforderlichen hohen Bewegungskräfte von ca. 100 N nur von großen Spulen aufgebracht werden können, die sich aus Platzgründen nicht in der Apparatur unterbringen lassen.

Piezo-Translatoren

Piezoelektrizität ist die Fähigkeit bestimmter kristalliner Materialien, eine elektrische Ladung zu erzeugen, die proportional zum einwirkenden mechanischen Druck ist. Materialien, die dieses Verhalten zeigen, zeigen auch den dazu inversen Effekt, nämlich eine geometrische Deformation proportional zu einer angelegten Spannung.

Der inverse Piezoeffekt wird in Piezo-Translatoren ausgenutzt. Sie werden in erster Linie für extrem genaue Positionierungen eingesetzt.

Auf Grund der angegebenen Vorteile wurde ein Antrieb mit Piezo Translatoren in die engere Wahl gezogen.

- Genauigkeit im μm Bereich
- Verschleißfreiheit
- kurze Stellzeiten
- kompakte Bauweise
- große Stellkräfte

Ausführung des Piezo-Antriebes

Piezo-Translatoren erreichen nur Längenänderungen im Bereich von 0,005 - 0,1 mm. Als Translator mit der größten Ausdehnung wurde der P 174 der Firma Physik Instruments, Waldbronn, ermittelt und auf seine Eignung untersucht.

Daten des P 174:

maximale Betriebsspannung	: 1500 V
dabei Ausdehnung	: 100 μm
Spannungsempfindlichkeit	: 0,066 $\frac{\mu\text{m}}{\text{V}}$
Belastbarkeit	: 1000 N
Steifigkeit	: 10 $\frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$
Kapazität	: 103 nF
Maße (ca.)	: (15 x 15 x 100) mm^3

Durch die maximale Auslenkung von 0,1 mm ist der Abstand a zwischen Lager und Auslenkpunkt auf 2,9 mm begrenzt. Die erforderliche Genauigkeit der Piezolänge beträgt $2,5 \mu\text{m}$, entsprechend 3,7 V.

Benutzt man den Piezo-Translator für extrem schnelle Stellbewegungen, machen sich seine Kapazität und seine geringe Steifigkeit negativ bemerkbar. In Abb. 2 ist das Einschwingverhalten des Translators P 174 wiedergegeben. Die Kurven wurden mit Hilfe eines Rechnerprogrammes von der Firma Physik Instruments bestimmt. Sie geben den Verlauf der Piezoauslenkung über der Zeit an, wenn der Piezo über einen Vorwiderstand von 1 bzw. 2 k Ohm mit einer sprungartigen Spannungsänderung beaufschlagt wird. Die gestrichelten Kurven geben die Spannung am Translator, und die durchgezogenen Kurven seine Ausdehnung an. Zu den Schwingungen kommt es, da der relativ weiche Piezokristall mit der bewegten Masse ein schwingfähiges System bildet. Auch bei einer optimalen Anpassung der R- und C-Werte ergibt sich bei dieser Anordnung keine Zeit-Weg Abhängigkeit, die hinsichtlich Stellzeit und Genauigkeit den Anforderungen des Kippkristalls genügt.

Daten zu Abb.2EINSCHWINGVERHALTEN PIEZOELEKTRISCHER TRANSLATOREN

Kurve A

AUSGANGSPARAMETER : HUB : ¹⁰⁰~~4E-04~~ MIKROMETER
 WIDERSTAND : 1000 OHM
 KAPAZITAET : 103 NANOFARAD
 FEDERKONSTANTE : 10 N/UM
 DAEMPfung : .1
 EFF. MASSE : 40 GRAMM

BERECHNETE WERTE : RC-ZEIT : 100 MIKROSEKUNDEN
 RESONANZFREQUENZ: 2500.84669 HZ
 PERIODENDAUER : 399.385475 MIKROSEKUNDEN

WIRKENDE KRAEFTE :
 MAXIMUM NACH 71 MIKROSEKUNDEN : 338.170024 NEWTON
 MINIMUM NACH 255 MIKROSEKUNDEN : -390.707529 NEWTON

EINSCHWINGVERHALTEN PIEZOELEKTRISCHER TRANSLATOREN

Kurve B

AUSGANGSPARAMETER : HUB : ¹⁰⁰~~4E-04~~ MIKROMETER
 WIDERSTAND : 2000 OHM
 KAPAZITAET : 103 NANOFARAD
 FEDERKONSTANTE : 10 N/UM
 DAEMPfung : .1
 EFF. MASSE : 60 GRAMM

BERECHNETE WERTE : RC-ZEIT : 206 MIKROSEKUNDEN
 RESONANZFREQUENZ: 2044.38226 HZ
 PERIODENDAUER : 489.145312 MIKROSEKUNDEN

WIRKENDE KRAEFTE :
 MAXIMUM NACH 95 MIKROSEKUNDEN : 240.1485 NEWTON
 MINIMUM NACH 329 MIKROSEKUNDEN : -264.682731 NEWTON

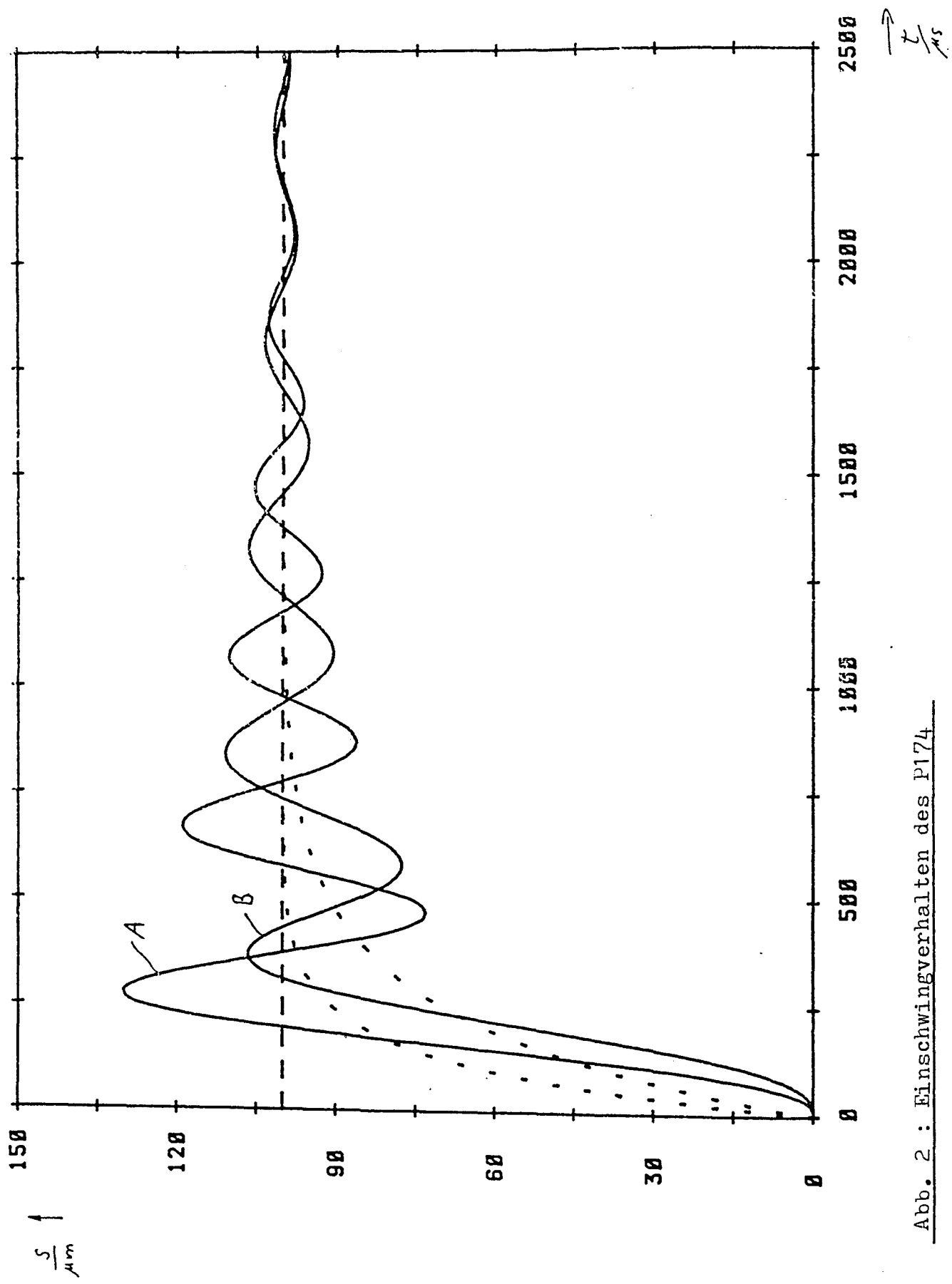


Abb. 2 : Einschwingverhalten des P174

Um eine präzise Bewegung des Piezos zu gewährleisten, gibt es zwei Möglichkeiten

- A Der Piezo wird mit einer experimentell zu bestimmenden, gesteuerten Spannung beaufschlagt. Dadurch wird den zu erwartenden Schwingungen entgegengewirkt.
- B Der Piezo wird in einen Regelkreis eingeschlossen, bei dem die Stellung des Kristallträgers als Regelgröße dient.

Für beide Lösungen ist eine Elektronik erforderlich, die sich an den Grenzen des jetzigen Standes der Technik bewegt. So z.B. ein Hochspannungsverstärker, der bei einer Lastkapazität von 100 nF eine Ausgangsspannung von 1500 V mit einer Frequenz von mindestens 10 kHz liefert.

Die nähere Untersuchung der für den Piezoantrieb erforderlichen Elektronik würde den zeitlichen und fachlichen Rahmen dieser Arbeit sprengen.

Die Möglichkeit des Piezoantriebs wird von der Elektronikabteilung des Institutes für Festkörperforschung der KFA weiter untersucht. Da diese Untersuchungen in absehbarer Zeit nicht abgeschlossen sind, wird diese Arbeit mit der Entwicklung und Konstruktion eines mechanischen Antriebes weitergeführt. Sollte sich der Piezoantrieb als realisierbar erweisen, können die Ergebnisse dieser Arbeit wegen der gleichen Anforderung an Lagerung und Kristallträger auch für einen Kippkristall mit Piezoantrieb verwendet werden.

Mechanische Antriebe

Beliebige, periodische Zeit-Weg Abhängigkeiten lassen sich durch Kurvengetriebe erzeugen. Für den Antrieb der 8 Kristallträger sind verschiedene Anordnungen von Kurventrägern und Übertragungselementen möglich. Um das für den Kippkristall am besten geeignete Getriebe zu finden, soll eine tabellarische Entscheidung, mittels einer Nutz-Wert Analyse [17], durchgeführt werden.

Hierzu wird zunächst ein Anforderungskatalog für den Antrieb aufgestellt. Jede Forderung erhält eine Wertigkeitsziffer von 1 bis 5. Die unabdingbaren Forderungen erhalten die Wertigkeitsziffer 5. Der Fertigungsaufwand wird in der Nutz-Wert Analyse mit der Wertigkeitsziffer 2 berücksichtigt.

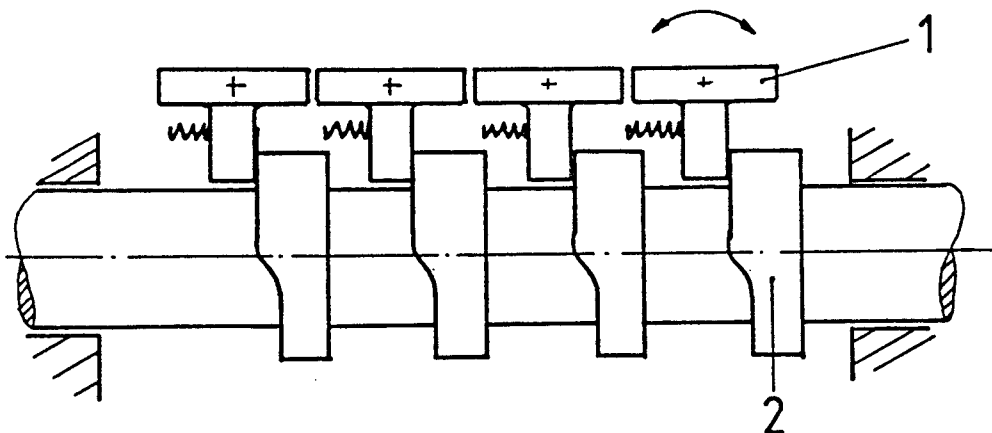
Der Erfüllungsgrad jeder Forderung wird durch die Bewertungszahl ausgedrückt. Die Definition der Bewertungszahlen ergibt sich aus dem Bewertungsschema auf Seite 25.

Durch Multiplikation von Wertigkeitsziffer und Bewertungszahl ergibt sich die Punktzahl pro Anforderung für jede Antriebsart. Die Summe der Punkte aus allen Anforderungen und der Punktzahl für den Aufwand ist ein Maß für den Nutz-Wert eines Antriebs.

Zu beachten ist, daß die Kristallträger an beiden Enden angetrieben werden. In den nachfolgenden Skizzen ist jeweils nur ein Antrieb dargestellt.

A - Kurvenzylinder

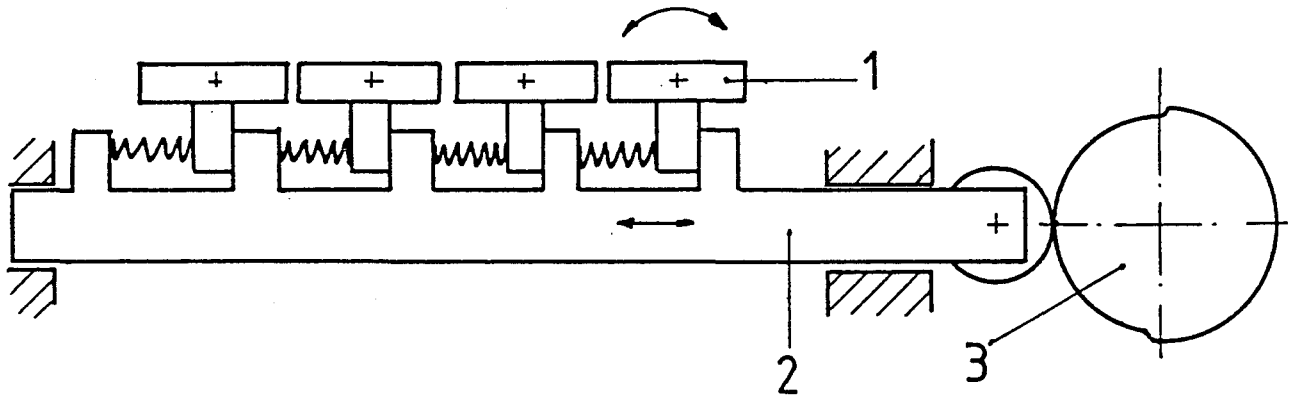
Die Kristallträger(1) werden direkt von den Kurvenzylindern (2) angetrieben



Anordnung der Antriebselemente bei Lösung
A - Kurvenzylinder

B - Querstößel

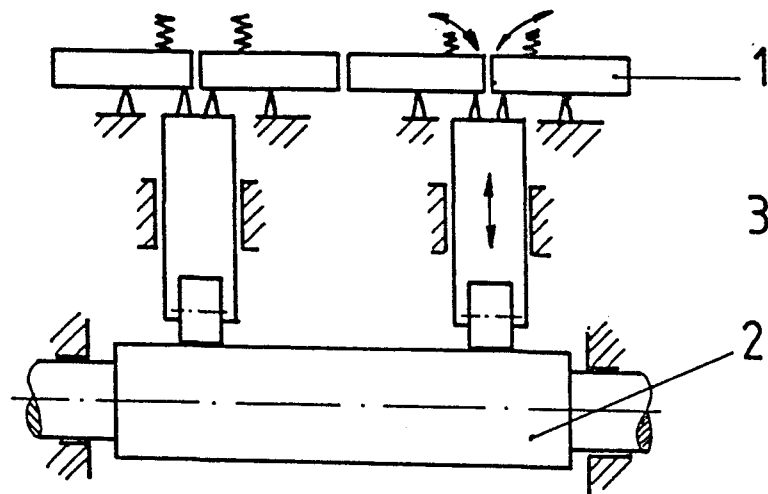
Zwei waagerecht liegende Stößel (2), die von einer senkrecht stehenden Nockenwelle (3) angetrieben werden, bewegen die Kristallträger (1).



Anordnung der Antriebselemente bei Lösung B - Querstößel

C - Nockenwelle mit Stößel

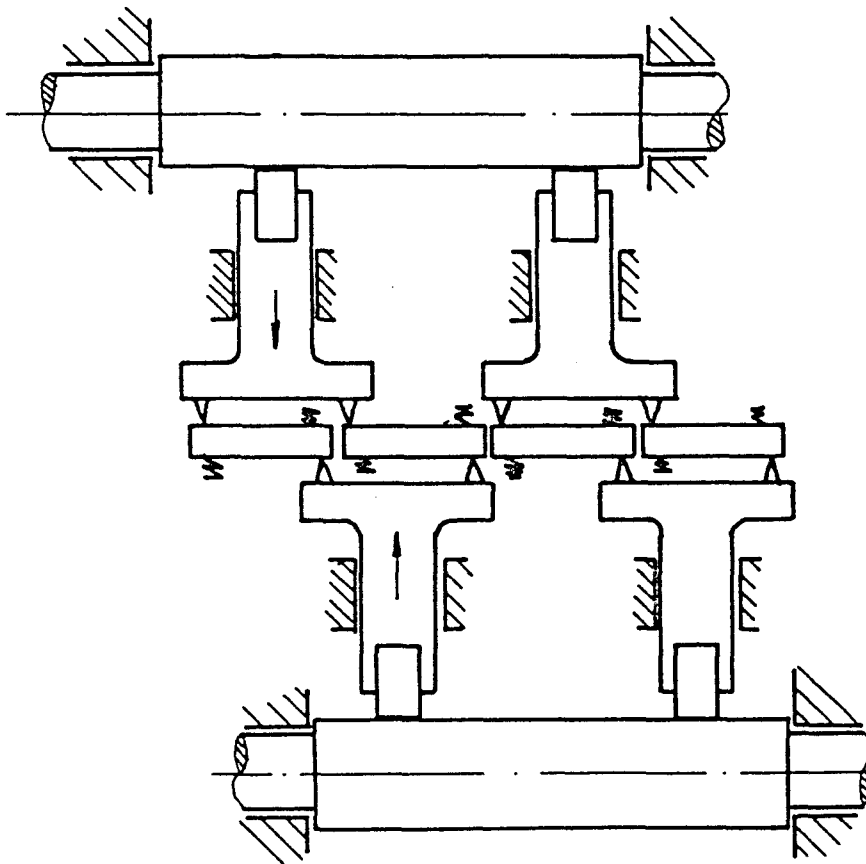
Zwei waagerecht liegende Nockenwellen (2) treiben über Stößel (3) die Kristallträger (1) an. Aus Platzgründen werden jeweils 2 Kristallträger von einem Stößel bewegt.



Anordnung der Antriebselemente bei Lösung C - Nockenwelle mit Stößel

D - Antrieb ohne Drehlager

Werden die Kristallträger von jeweils zwei Stößel mit entgegengesetzter Bewegungsrichtung angetrieben, halbiert sich die Belastung der Kristallträgerlagerung, da der Abstand zwischen den Lagerstellen verdoppelt wird. Aus Platzgründen müssen die Stößel gegenüberliegend angeordnet werden.



Anordnung der Antriebselemente bei Lösung
D - Antrieb ohne Drehlager

Forderungen an den Antrieb

Forderung	Wertigkeitsziffer
Einstellbarkeit des Reflexionswinkels	5
Einhalten des Reflexionswinkels im Betrieb	5
regelbare Arbeitsfrequenz und Phasenlage	5
präzise Wiedergabe der Winkel-Zeit-Beziehung	4
saubere Betriebsweise	3
hohe Lebensdauer	3
kleine oszillierend bewegte Massen	3
wartungsärmer Betrieb	2
fertigungstechnischer Aufwand	2

Bewertungsschema für die Wertanalyse

- Forderungen:

Bewertungs- zahl	Definition
5	Die Forderung wird besser erfüllt als gefordert
4	Die Forderung wird exakt erfüllt
3	Die Forderung wird noch mit hohem Aufwand erfüllt
2	Die Forderung wird nicht mehr ganz erfüllt, unabhängig vom Aufwand
1	Die Forderung wird zur Hälfte erfüllt, unabhängig vom Aufwand
0	Die Forderung wird nicht erfüllt

- Aufwand:

Bewertungs- zahl	Definition
5	Der Aufwand ist gering
4	Der Aufwand ist angemessen
3	Der Aufwand liegt überdurchschnittlich hoch
2	Der Aufwand liegt weit über dem üblichen
0	Der Aufwand ist nicht mehr zu rechtfertigen

Antriebsart Forderung	Kurvenzylinder	Querstößel	Nockenwelle mit Stößel	Antrieb ohne Drehlager
Einstellbarkeit des Reflexionswinkels	schwierig, durch Verschieben des Drehlagers in Richtung zum benachbarten Kristallträger	wie Kurvenzylinder	durch Verschieben des Drehlagers in Stößelrichtung	nicht möglich
Einhalten des Reflexionswinkels im Betrieb	Abhängig von Kurvenform und Kristallträgerlagerung	Abhängig von Kurvenform und Kristallträgerlagerung	wie Kurvenzylinder	wie Kurvenzylinder
regelbare Arbeitsfrequenz und Phasenlage	möglich durch Antrieb der Kurvenscheibe durch Synchronmotor	möglich durch Antrieb der Nockenwelle durch Synchronmotor	wie Querstößel	wie Querstößel
präzise Wiedergabe der Winkel-Zeit-Beziehung	Abhängig von Kurvenform mit Kristallträgerlagerung	Abhängig von Kurvenform und Kristallträgerlagerung, Verfälschung durch Stößelstauchung	Abhängig von Kurvenform und Kristallträgerlagerung, geringe Verfälschung durch Stößelstauchung	wie Nockenwelle

saubere Betriebsweise	Schmierung erforderlich Abdichtung schwierig	Schmierung erforderlich Abdichtung einfach	wie Querstößel	wie Querstößel
hohe Lebensdauer	hoher Verschleiß durch Gleitreibung in den Kurven	nur Rollreibung aber große Belastung durch die großen Massenkräfte des Stößels	nur Rollreibung mit relativ geringer Belastung	wie Nockenwelle
kleine oszillierend bewegte Massen	nur Kristallträger	groß, durch großen Stößel	Kristallträger und Stößel	groß, durch doppelte Stößelzahl
wartungsarmer Betrieb	häufiger Ölwechsel wegen hohen Verschleißes Auswechseln der Verschleißteile	Ölwechsel und Austausch von Verschleißteilen	Ölwechsel	Ölwechsel
fertigungstechnischer Aufwand	Kurvenzylinder und aufwendiger Kristallträger	Nockenwelle, Stößel und aufwendiger Kristallträger	2 Nockenwellen, 8 Stößel, einfacher Kristallträger	4 Nockenwellen, 16 Stößel, aufwendiger Kristallträger

Auswertung

Antriebsart Forderung	Kurven- zylinder	Querstößel	Nockenwelle mit Stößel	Antrieb ohne Drehlager
Einstellbarkeit des Reflexions- winkels x 5	15 3	15 3	20 4	0 0
Einhalten des Reflexionswinkels im Betrieb x 5	15 3	15 3	15 3	15 3
regelbare Arbeits- frequenz und Phasenlage x 5	20 4	20 4	20 4	20 4
präzise Wieder- gabe der Winkel- Zeit-Beziehung x 4	12 3	8 2	12 3	12 3
saubere Betriebsweise x 3	9 3	12 4	12 4	12 4
hohe Lebensdauer x 3	3 1	6 2	9 3	9 3
kleine osz. bewegte Massen x 3	9 3	3 1	6 2	6 1
wartungsarmer Betrieb x 2	0 0	2 1	4 2	4 2
fertigungstech. Aufwand x 2	8 4	6 3	6 3	6 2
Σ	91	87	104	79

Der Lösungsvorschlag " C - Nockenwelle mit Stößel" erhielt die beste Gesamtpunktzahl und wird daher als geeignetster Antrieb eingesetzt (Siehe Skizze Seite 21).

Nockenform

Bei einem Nocken pro Nockenwelle ist die Nockenwellendrehzahl gleich der Arbeitsfrequenz des Kippkristalls. Bei einer Erhöhung der Nockenanzahl ergeben sich folgende Vor- und Nachteile:

- Vorteile:
- geringere Nockenwellendrehzahl
 - geringere Stößeldrehzahl
 - geringere Änderung der Stößelraddrehzahl bei Nockenerhöhung
 - keine Unwucht der Nockenwelle
- Nachteile:
- der minimale Krümmungsradius der Nockenform wird kleiner
 - zwei Nockenwellen müssen eine höhere Winkelgenauigkeit zueinander haben

Die Nachteile lassen sich durch eine Vergrößerung des Durchmessers der Nockenwelle kompensieren. Bei der Erhöhung der Nockenanzahl von 1 auf 2 ergeben sich die größten Vorteile. Da sich bei einer weiteren Steigerung der Nockenanzahl nur geringe Vorteile ergeben, während die Nachteile überwiegen, wird die Anzahl der Nocken pro Nockenwellenumdrehung auf 2 festgelegt.

Die Nockenform wird in Polarkoordinaten durch eine Gleichung des Types

$$r = r(\tau) \quad (\tau = \text{Drehwinkel der Nockenwelle})$$

festgelegt. Die erste Ableitung dieser Gleichung ist proportional zur Stößelgeschwindigkeit \dot{s} und Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ des Kristallträgers

$$\dot{s} = \frac{dr}{dt} = \omega \frac{dr}{d\tau} \quad (\omega = \text{Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle})$$

$$\dot{\varphi} = \omega \cdot a \cdot \frac{dr}{d\tau} \quad (\tan \varphi \approx \varphi \text{ für kleine Winkel})$$

Die Stößelbeschleunigung \ddot{s} und die Winkelbeschleunigung des Kristallträgers sind proportional zur 2. Ableitung.

$$\ddot{s} = \frac{d^2r}{dt^2} = \omega^2 \cdot \frac{d^2r}{d\tau^2}$$

$$\ddot{\varphi} = a \omega^2 \cdot \frac{d^2r}{d\tau^2}$$

Die Nockenform ist so zu wählen, daß im Betrieb weder ein Stoß noch ein Ruck auftritt, d.h. daß im Geschwindigkeits- und im Beschleunigungsverlauf kein Sprung auftritt.

Für die Berechnung der Gleichung $r(\tau)$ wird zunächst die 2. Ableitung $\frac{d^2r}{d\tau^2}$ vorgegeben. Da diese Gleichung nicht stetig ist, muß die Berechnung in den Bereichen I - V getrennt erfolgen. (siehe Abb. 3)

Die Konstanten a und β ergeben sich aus den Randbedingungen.

Gleichung der Nockenkrümmung

Bereich I : $0 \leq \tau \leq \frac{1}{16} \beta$

$$\frac{d^2r}{d\tau^2} = a \cdot \frac{16}{\beta}$$

$$\text{Bereich II : } \frac{1}{16} \beta \leq \tau \leq \frac{7}{16} \beta$$

$$\frac{d^2 r}{d\tau^2} = a$$

$$\text{Bereich III : } \frac{7}{16} \beta \leq \tau \leq \frac{9}{16} \beta$$

$$\frac{d^2 r}{d\tau^2} = a \left(-\frac{16}{\beta} \cdot \tau + 8 \right)$$

$$\text{Bereich IV : } \frac{9}{16} \beta \leq \tau \leq \frac{15}{16} \beta$$

$$\frac{d^2 r}{d\tau^2} = -a$$

$$\text{Bereich V : } \frac{15}{16} \beta \leq \tau \leq \beta$$

$$\frac{d^2 r}{d\tau^2} = a \cdot \left(\frac{16}{\beta} \cdot \tau - 16 \right)$$

Durch Integration ergeben sich die Gleichungen für die Nockensteigung.

Bereich I :

$$\frac{dr}{d\tau} = a \cdot \left(\frac{8}{\beta} \cdot \tau^2 \right)$$

Bereich II :

$$\frac{dr}{d\tau} = a \cdot \left(\tau - \frac{1}{32} \cdot \beta \right)$$

Bereich III :

$$\frac{dr}{d\tau} = a \cdot \left(-\frac{8}{\beta} \cdot \tau^2 + 8 \cdot \tau - \frac{25}{16} \cdot \beta \right)$$

Bereich IV :

$$\frac{dr}{d\tau} = a \cdot \left(-\tau + \frac{31}{32} \cdot \beta \right)$$

Bereich V :

$$\frac{dr}{d\tau} = a \cdot \left(\frac{8}{\beta} \cdot \tau^2 - 16 \cdot \tau + 8 \cdot \beta \right)$$

Die Gleichungen der Nockenform ergeben sich nach einer weiteren Integration. $r_0 = 25 \text{ mm}$ ist der Grundradius der Nockenwelle.

Bereich I :

$$r = a \cdot \left(\frac{8}{3 \cdot \beta} \cdot \tau^3 \right) + r_0$$

Bereich II :

$$r = a \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \tau^2 - \frac{1}{32} \cdot \beta \cdot \tau + \frac{1}{1536} \cdot \beta^2 \right) + r_0$$

Bereich III :

$$r = a \cdot \left(-\frac{8}{3\beta} \cdot \tau^3 + 4 \cdot \tau^2 - \frac{25}{16} \cdot \beta \cdot \tau + \frac{43}{192} \cdot \beta^2 \right) + r_0$$

Bereich IV :

$$r = a \cdot \left(-\frac{1}{2} \cdot \tau^2 + \frac{31}{32} \cdot \beta \cdot \tau - \frac{385}{1536} \cdot \beta^2 \right) + r_0$$

Bereich V :

$$r = a \cdot \left(\frac{8}{3\beta} \cdot \tau^3 - 8 \tau^2 + 8 \beta \cdot \tau - \frac{235}{96} \cdot \beta^2 \right) + r_0$$

Da während der Durchlaßphasen keine hohen Anforderungen an die Genauigkeit der Kristallstellung gestellt werden, kann ein Beschleunigungsprozess in diese Phase gelegt werden. Dadurch wird die maximal auftretende Beschleunigung verringert. Der Nockenwellenwinkel τ^* , nach dem die Kristallträger um 2° verdreht sind ($\tau - \tau_0 = a \cdot \tan 2^\circ$), wird so gewählt, daß die

Steigung A der Geraden $A \cdot \tau$ maximal wird. Das ist bei $\tau^* = 0,708\beta$ der Fall. τ^* ist der Winkel, um den sich die Nockenwelle in der Zeit $\frac{T}{20}$ dreht. Da 2 Nocken auf den Umfang der Nockenwelle verteilt sind, entspricht der Drehwinkel 2π der Zeit $2T$. Daher wird

$$\tau^* = \frac{\pi}{20} = 0,1571$$

$$\beta = \frac{1}{0,708} \tau^* = 0,2215$$

Durch die Randbedingung $\tau(\tau - \tau^*) = a \cdot \tan 2^\circ$ ergibt sich die Konstante a.

$$a = 15,4 \text{ mm}$$

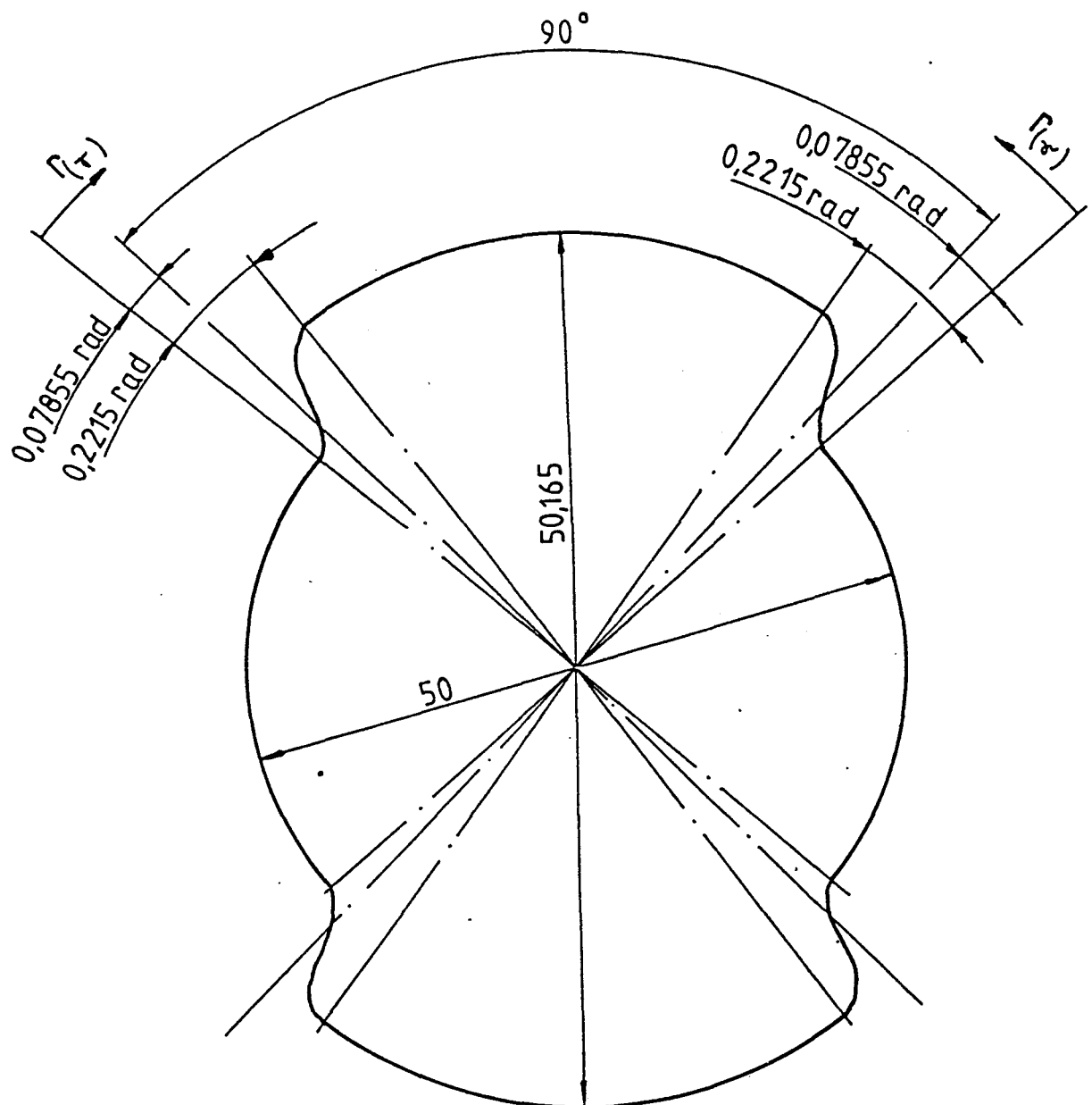
Es ergeben sich folgende maximale Nockenhöhen, Kristalldrehwinkel, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen:

Nockenhöhe	$r - r_0 = 0,165 \text{ mm}$
Kristalldrehwinkel	$\psi = 2,37^\circ$
Stößelgeschwindigkeit	$s = 0,66 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Winkelgeschwindigkeit der KT	$\dot{\psi} = 16,4 \text{ s}^{-1}$
Stößelbeschleunigung	$\ddot{s} = 3 \cdot 10^3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Winkelbeschleunigung der KT	$\ddot{\psi} = 7,5 \cdot 10^5 \text{ s}^{-2}$

Die Lage der Nockenform $\tau(\tau)$ auf der Nockenwelle ist durch Abb. 4 festgelegt.

Abb. 4 : Lage der Nocken auf der Nockenwelle

Um den Nocken sichtbar zu machen, ist die Nockenhöhe um den Faktor 100 vergrößert.



Antrieb der Nockenwellen

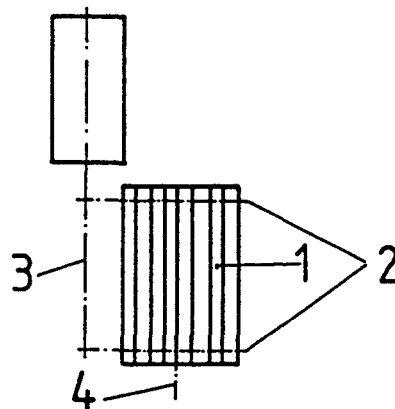
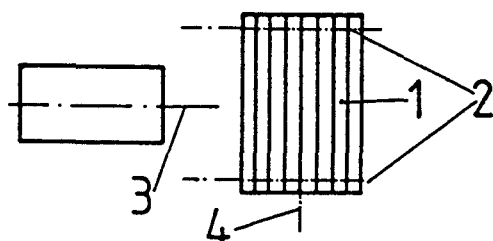
Für den Antrieb der Nockenwellen ist ein Getriebe erforderlich, das die Antriebsleistung von einem Motor auf zwei Wellen überträgt. Der Antrieb mit 2 Motoren ist zu teuer, da für jeden Motor eine aufwendige Regelschaltung gebraucht wird.

Die Wellen haben einen Abstand von ca. 250 mm zueinander. Das Getriebe ist so auszulegen, daß das auftretende Verdrehspiel gering ist und bei beiden Nockenwellen zu dem gleichen, möglichst kleinen Winkelfehler führt. Auf den Einsatz von spielfreien Übersetzungen z.B. durch verspannte Stirnräder wird wegen der Schwingungsgefahr und wegen des erhöhten Verschleißes verzichtet.

Bedingt durch die zwei Anordnungsmöglichkeiten des Motors ergeben sich zwei verschiedene Getriebetypen.

A Motor seitlich

B Motor oben



- 1 Kristallträger
- 2 Nockenwellen
- 3 Motorwelle
- 4 Drehpunkt der Apparatur

- A Bei einer seitlichen Anordnung des Motors liegt die Motorwelle parallel zu den Nockenwellen. Der Hauptnachteil dieser Anordnung liegt in der ausladenden Bauweise. Der Motor, der einen beträchtlichen Teil des Gewichtes der Apparatur ausmacht, liegt weit vom zentralen Unterstützungspunkt entfernt, da die Anlage um die senkrechte Mittelachse durch alle Einkristalle

drehbar sein muß.

Die bei dieser Motoranordnung möglichen Übertragungselemente für die Drehbewegung sind ebenfalls nicht optimal geeignet. Stirnräder müssen wegen des Abstands der Wellen relativ groß sein. Bei Zahnriemen besteht die Gefahr des Flattern der Riemen, was zu Schwingungen führt.

- B Die Anordnung des Motor oberhalb der Apparatur führt zu einer kompakten Bauweise. Eine senkrechte Welle treibt über Schrauben- oder Kegelräder die Nockenwellen an. Der Vorteil der Schraubenräder liegt in ihrer Lauf-ruhe und in ihrem geringen Verschleiß, da es auf Grund der auftretenden Gleitbewegung zu einer guten Schmierfilmbildung kommt.

3.3. Lagerung der Kristallträger

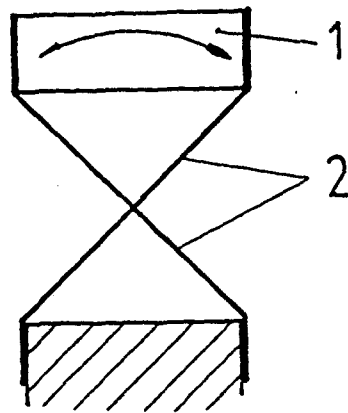
Es gilt eine Lagerung zu finden, die eine Verdrehung der Kristallträger um einen kleinen Winkel erlaubt und die dabei spielfrei arbeitet. Eine mit Spiel behaftete Lagerung würde auf Grund der während des Auslenkvorganges auftretenden wechselseitigen Kräfte zu einer schlagenden Belastung führen.

Federgelenke

Federgelenke werden in der Feinwerktechnik eingesetzt, wenn kleine Bewegungen, verbunden mit geringer Lagerreibung gefordert sind. Da nur innere Reibung auftritt, sind Federgelenke wartungsfrei. Einfache Biegefeder- und Kreuzfedergelenke arbeiten nur bei konstanten Belastungsverhältnissen spielfrei. Für die Lagerung der Kristallträger ist daher eine geeignete Vorspannung erforderlich.

Das übliche Federgelenk für eine Drehbewegung ist das Kreuzfedergelenk. Der Drehpunkt der Lagerung fällt, bei kleinen Drehwinkeln, mit dem Schnittpunkt der Federn zusammen. Da der Drehpunkt eines Kristallträgers in seinem Schwerpunkt liegen muß, wird die Befestigung der Federn am Kristallträger

sehr aufwendig. Die Einstellung des Reflexionswinkels ist schwierig.

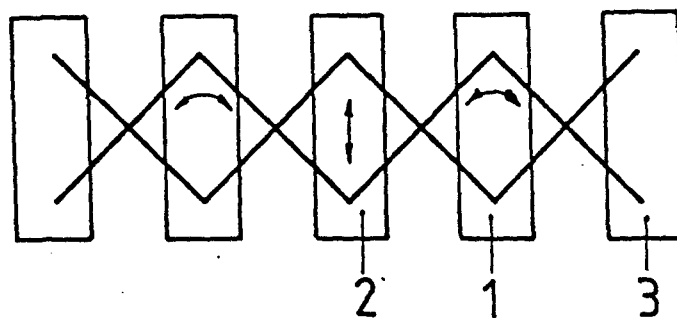


1 Kristallträger

2 Federn

Kreuzfedergelenk

Im Doppelkreuzgelenk verdreht sich das zwischen beiden Kreuzungspunkten befestigte System bei einer Verschiebung derselben.



1 Kristallträger

2 Stößel

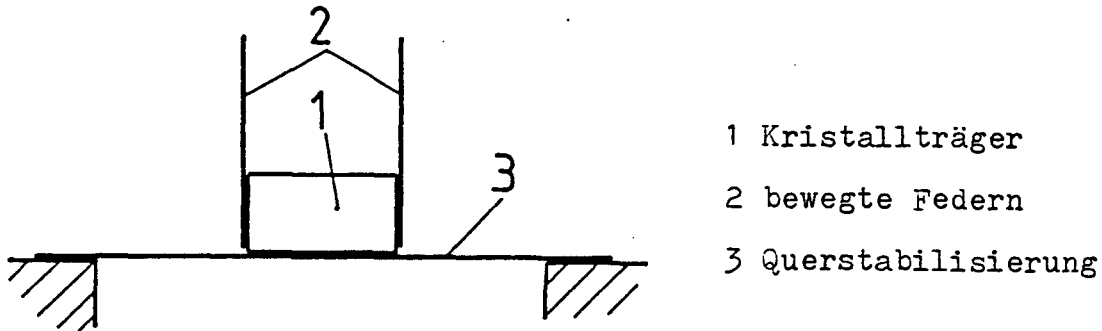
3 feststehendes Teil

Doppelkreuzfedergelenk

Auf Grund der vorgegebenen Maße (Kristallträgerbreite 1 cm) läßt sich diese Anordnung nicht realisieren.

Um den Vorteil der Federaufhängung doch noch zu nutzen, wurde versucht, durch Aufhängung der Kristallträger in mehreren Biegefedern eine geeignete Lagerung zu entwerfen. Die Federn müssen dabei so angeordnet sein, daß eine Fixierung des Kristallträgers in allen Richtungen gewähr-

leistet ist. Die Drehbewegung wird erzeugt, indem eine oder mehrere Federn vom Stößel hin und her bewegt werden.



Federaufhängung

Diese oder ähnliche Anordnungen haben den Nachteil, daß 4 Federn an einem Kristallträgerende befestigt werden müssen. Um den Drehpunkt in den gewünschten Bereich zu legen, müssen 2 Federn entgegengesetzt bewegt werden. Der Drehpunkt ist auch hier nicht genau auf einen Punkt festgelegt. Für die Verbiegung und Längenänderung der Stabilisierungsfedern müssen große Kräfte aufgebracht werden, die jedoch als Rückstellkräfte genutzt werden könnten.

Insgesamt stellt die Federaufhängung einen nicht gerechtfertigten konstruktiven Aufwand dar, der sich auch durch den Einsatz von Schneidenlagern zur Querstabilisierung nicht wesentlich herabsetzen läßt.

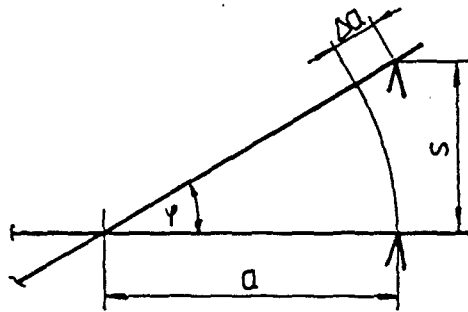
Schneidenlager

Schneidenlager werden hauptsächlich für hochpräzise Lagerungen im Waagenbau eingesetzt. Für die Lagerung der Kristallträger sind Miniaturschneidenlager aus Industrie-Edelsteinen geeignet.

Als Drehlager für die Kristallträger sind Rollschneiden vorgesehen. Hierbei rollt sich die mit einer Rundung versehene Schneide in einer Pfanne mit größerem Rundungsradius ab.

Wird ein Kristallträger in sein oberes und unteres Drehlager eingesetzt, hat er noch einen Freiheitsgrad der Rotation. Dieser wird ihm durch ein weiteres Schneidenlagerpaar (Auslenklager), das an dem Stößel befestigt ist, genommen.

Beim Kippen der Kristallträger ändert sich der Abstand a der beiden Lagerstellen.



$$\begin{aligned}\Delta a &= a \cdot \left(\frac{1}{\cos \varphi} - 1 \right) \\ &= 4 \text{ mm} \cdot \left(\frac{1}{\cos 2,4} - 1 \right) \\ \Delta a &= 3,4 \mu\text{m}\end{aligned}$$

Abstandsänderung zwischen Dreh- und Auslenklager

Die Querverschiebung läßt sich herabsetzen, indem das Auslenklager um den halben Stößelhub gegenüber dem Drehlager zurückversetzt wird.



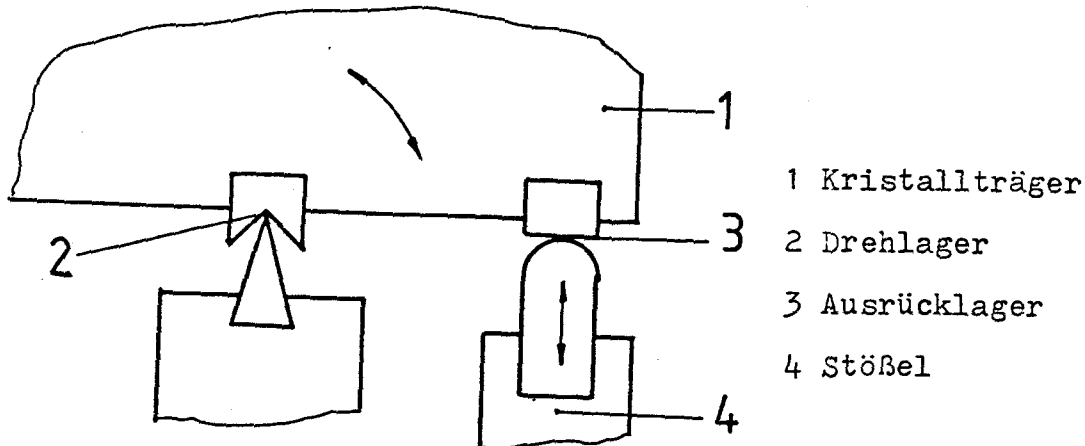
$$\begin{aligned}\Delta a &= 4 \text{ mm} \cdot \left(\frac{1}{\cos 1,2} - 1 \right) \\ \Delta a &= 0,86 \mu\text{m}\end{aligned}$$

Abstandsänderung bei zurückversetztem Auslenklager

Das Quergleiten tritt jetzt während einer Kippbewegung zweimal auf, ist aber um den Faktor 4 kleiner.

Um das Quergleiten zu ermöglichen, erhält die Pfanne des Auslenklagers eine ebene Oberfläche. Durch einen großen

Schneidenradius läßt sich der Verschleiß herabsetzen. Im Drehlager, wo nur die Rollreibung auftritt, werden die Radien klein gehalten, um eine gute Fixierung zu ermöglichen.



Prinzip der Schneidenlagerung

Ausrichtung der Kristalle

Für eine einwandfreie Funktion der Schneidenlagerung ist es unerlässlich, daß die beiden Drehscheiben und die beiden Auslenkschneiden genau fluchten. Beide Fluchtungslinien müssen zueinander parallel liegen. Dieses läßt sich durch spielend gelagerte Schneiden bzw. Pfannen, verbunden mit einer Einstellvorrichtung, erreichen. Die Einstellvorrichtung, mit Hilfe von Keilverstellungen oder Hebeln, könnte auch dazu benutzt werden, den Reflexionswinkel der Kristalle einzustellen. Dazu müßten die Lagerschneiden in Stößelrichtung bewegt werden.

Die Anordnung spielender Pfannen bzw. Schneiden ist bei dem geringen vorhandenen Einbauraum sehr problematisch. Die Einstellvorrichtungen sind mit hohem konstruktiven Aufwand verbunden.

Dieser Aufwand läßt sich vermeiden, wenn die Schneiden und Pfannen ihre abschließende Bearbeitung erst nach dem Einbau erhalten. Auf einer geeigneten Maschine können

Fluchtungslinien und Reflexionswinkel durch einen hochpräzisen Schleifvorgang erzeugt werden. In der Waagenbauenden Industrie sind entsprechende Maschinen vorhanden.

Die erforderliche Vorspannung wird von einer, zwischen Dreh- und Auslenklager gegen den Kristallträger drückenden, Feder aufgebracht.

4. Konstruktionsbeschreibung

(siehe beigelegte Zeichnungen und Stücklisten)

Die Einkristallschwingvorrichtung besteht im wesentlichen aus den 8 Kristallträgern und den beiden Nockenwellengetrieben. Die Nockenwellen werden in den Nockenwellengehäusen oberhalb und unterhalb des Neutronenleiters angeordnet. Die Längsachsen der Nockenwellen verlaufen parallel zur Ebene der Einkristalle. Jede Nockenwelle treibt 4 Stößel an, die auf gleicher Höhe senkrecht zur Nockenwelle liegen. Die Stößel werden in den Stößelblöcken geführt. Durch die an ihm befestigten Auslenkschneiden bewegt jeder Stößel 2 Auslenklager. Die Schneiden für die Drehlager der Kristallträger sind in den Lagerplatten befestigt, durch die die Stößel hindurchragen. Bei feststehendem Drehlager kommt es bei einer Längsbewegung der Auslenklager zu einer Drehbewegung der Kristallträger. Die Kristallträger verlaufen vertikal durch den Neutronenstrom. Sie werden an beiden Enden in einem Drehlager und einem Auslenklager geführt. Die Vorspannung für die Schneidenlager wird von 16 Andruckfedern aufgebracht, die zwischen den Kristallträgern und den Federbügeln angeordnet sind.

Der Antrieb der Nockenwellen erfolgt über Schraubgetriebe von der vertikal verlaufenden Antriebswelle. Die Antriebswelle befindet sich im Antriebsgehäuse, das auch die statische Verbindung zwischen oberem und unterem Nockenwellengehäuse bildet. Der Antriebsmotor ist oberhalb des Antriebsgehäuses angebracht.

4.1. Kristallträger

Ein Kristallträger läßt sich in 3 Zonen mit unterschiedlichen Querschnitten aufteilen. Die mittlere Zone hat eine Länge von 100 mm. An ihr sind die Einkristalle befestigt. An die mittlere Zone schließt sich nach beiden Seiten eine Zone mit kreisringförmigem Querschnitt an. Die Endzonen besitzen einen massiven Halbkreisquerschnitt, um die Lagerpfannen aufzunehmen.

Die mittlere und die beiden Zwischenzonen werden gemeinsam aus einem Rohr gefertigt, bei dem der mittlere Teil bis über die Hälfte weggefräst wird. Der offene Querschnitt wird von der Anlegefläche für die Einkristalle abgedeckt. Die Endstücke werden aus Rundmaterial gefertigt, das auf der einen Seite halbkreisförmig weggefräst, und auf der anderen Seite in das Rohr eingepaßt und verlötet wird.

Das Massenträgheitsmoment eines Kristallträgers mit Einkristallen beträgt $0,4 \text{ kg mm}^2$; seine Masse $26,5 \text{ g}$.

Die Pfannen werden in die Endstücke eingeklebt. Die Auflagerlinie des Auslenklagers ist um $\frac{s}{2} = 0,083 \text{ mm}$ gegenüber der Drehlagerlinie verschoben. Für die Aufnahme der Andruckfedern sind in die Endstücke Nuten eingefräst.

Befestigung der Einkristalle

Die Befestigung von Einkristallen durch Kleben hat sich hinsichtlich der Genauigkeit bei ähnlichen Anordnungen bewährt. Die maximale Belastung der Klebefuge tritt am Außenrand eines Kristallträgers auf.

Druck-Zugbeanspruchung der Klebefuge in Folge der Winkelgeschwindigkeit

$$\begin{aligned} G_{\max} &= d \cdot \rho \cdot r \cdot \dot{\varphi}_{\max}^2 \\ &= 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 2,5 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 16,4^2 \text{ s}^{-2} \\ \underline{G_{\max} &= 8 \cdot 10^{-6} \frac{\text{N}}{\text{mm}}} \end{aligned}$$

mit d = Dicke der Einkristalle

ρ = Dichte der Einkristalle

r = Abstand der Klebestelle vom Drehpunkt

$\dot{\varphi}_{\max}$ = maximale Winkelgeschwindigkeit

Zugscherbeanspruchung der Klebefuge in Folge der Winkelbeschleunigung

$$G_{\max} = d \cdot \rho \cdot r \cdot \ddot{\varphi}_{\max}$$

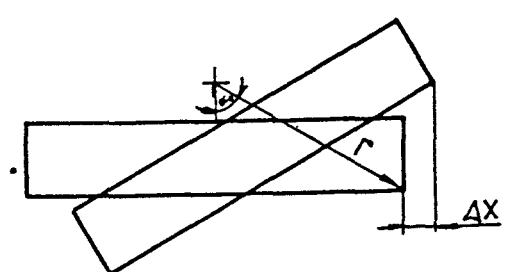
$$= 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 2,5 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 7,5 \cdot 10^5 \text{ s}^{-2}$$

$$\underline{G_{\max} = 0,02 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}$$

Hochwertige Kleber erreichen Zugscherfestigkeiten von $20 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$. Der Befestigung der Einkristalle durch Kleben ist ausreichend.

Abstand der Kristallträger zueinander

Damit die Kristallträger während des Betriebes nicht zusammenschlagen, müssen sie zueinander einen, wegen der möglichst vollständigen Neutronenreflexion, nicht zu großen Abstand haben.



$$r = \sqrt{3^2 + 5^2} \text{ mm}$$

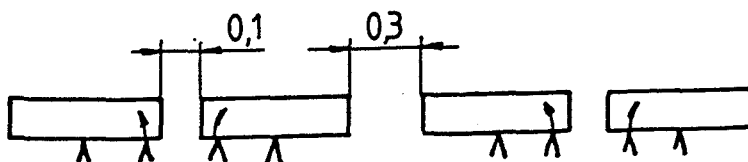
$$\alpha = \arctan \frac{5}{3}$$

$$\Delta x = r \cdot \sin(\alpha + 2,4^\circ) - \sin \alpha$$

$$\underline{\Delta x = 0,12 \text{ mm}}$$

Platzbedarf für die Drehbewegung

Da jeweils 2 Kristallträger zueinander kippen, sind unterschiedliche Abstände erforderlich.



Abstand der Kristallträger

4.2. Lagerung der Kristallträger

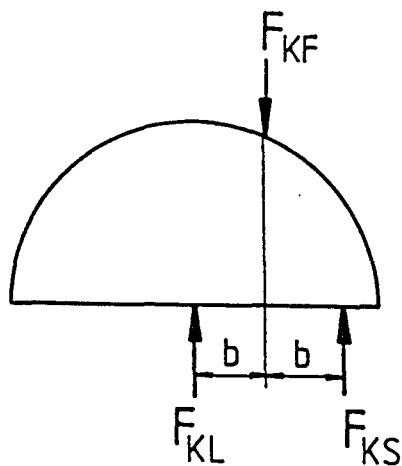
Das für die Winkelbeschleunigung eines Kristallträgers erforderliche Drehmoment beträgt

$$\begin{aligned} M_k &= J_k \cdot \ddot{\varphi} \\ &= 0,4 \text{ kg mm}^2 \cdot 7,5 \cdot 10^5 \text{ s}^{-2} \end{aligned}$$

$$\underline{M_k = 300 \text{ Nmm}}$$

Bedingt durch das Zeitgesetz der Kristallbewegung muß dieses Moment abwechselnd rechts- und linksherum wirken.

An beiden Enden eines Kristallträgers muß das Moment $\frac{M_k}{2}$ = 150 Nmm aufgebracht werden. Ein Drehmoment wird durch ein Kräftepaar gebildet. Eine Kraft wird durch die Andruckfeder, die andere abwechselnd von dem Drehlager oder dem Auslenklager aufgebracht.



F_{KF} = Kraft von Feder auf Kristallträger

F_{KL} = Kraft von Drehlager auf Kristallträger

F_{KS} = Kraft von Stößel auf Kristallträger

$$b = \frac{a}{2} = 2 \text{ mm}$$

Kräfte auf ein Ende eines Kristallträgers

Andruckfeder

Die Andruckfeder muß, bezüglich der Vorspannkraft und Federkonstanten, so bemessen sein, daß die Kräfte F_{KL} und F_{KS} nie Null werden, da die Schneiden sonst von den Pfannen abheben. Um die Lagerbelastung klein zu halten, müssen Vorspannung und Federkonstante möglichst klein sein.

In der Reflexionsphase beträgt die Länge des Hebelarms $b = 2 \text{ mm}$. Während des Kippvorganges verkürzt sich der wirksame Hebelarm auf $b' = 1,7 \text{ mm}$. Damit das Moment konstant bleibt, muß die Federkraft ansteigen. Der Feder wird bei der Verdrehung des Kristallträgers um $0,075 \text{ mm}$ kürzer. Dadurch ergibt sich die minimale Federkonstante

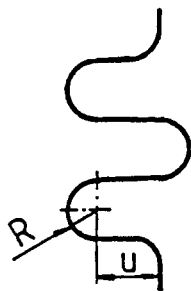
$$c_{\min} = \frac{F_{KV}}{0,075 \text{ mm}} \cdot \left(\frac{b}{b'} - 1 \right)$$

Die Vorspannkraft für den Kristallträger F_{KV} wird auf 100 N festgelegt.

$$c_{\min} = \frac{100 \text{ N}}{0,075 \text{ mm}} \cdot \left(\frac{2}{1,7} - 1 \right)$$

$$\underline{c_{\min} = 200 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}$$

Hinsichtlich der auftretenden Belastung des Federwerkstoffes, des vorhandenen Einbauraumes und der Federkonstanten wurden mehrere Federarten untersucht. Als am besten geeignet erwies sich eine gewundene Biegefeder, mit folgender Form:



$$R = 1,5 \text{ mm}$$

$$U = 4 \text{ mm}$$

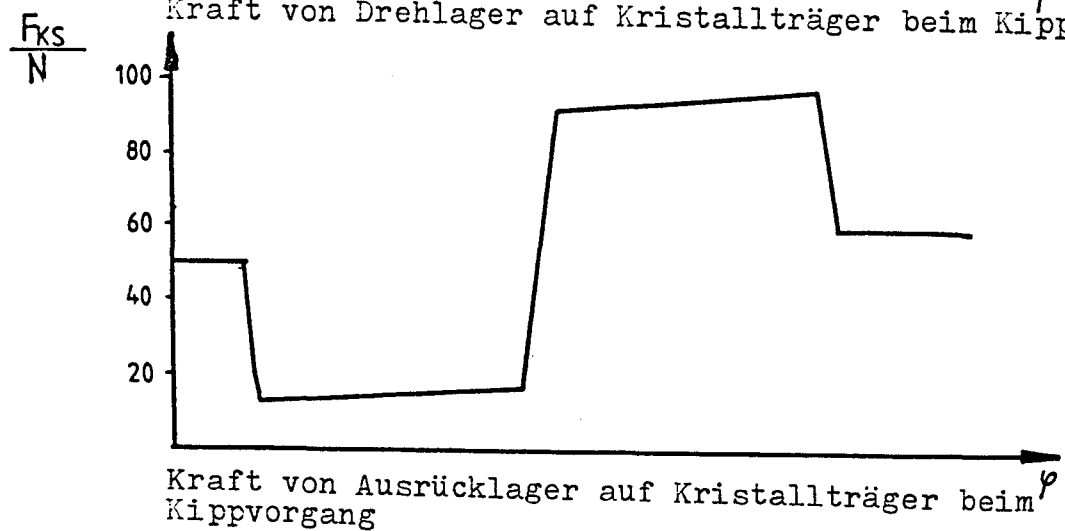
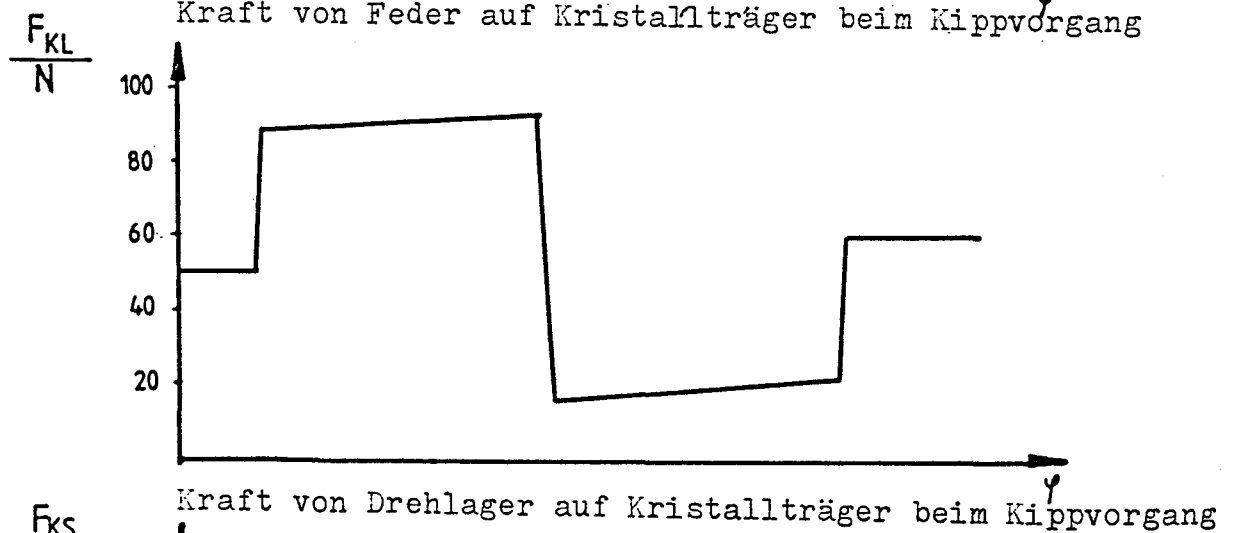
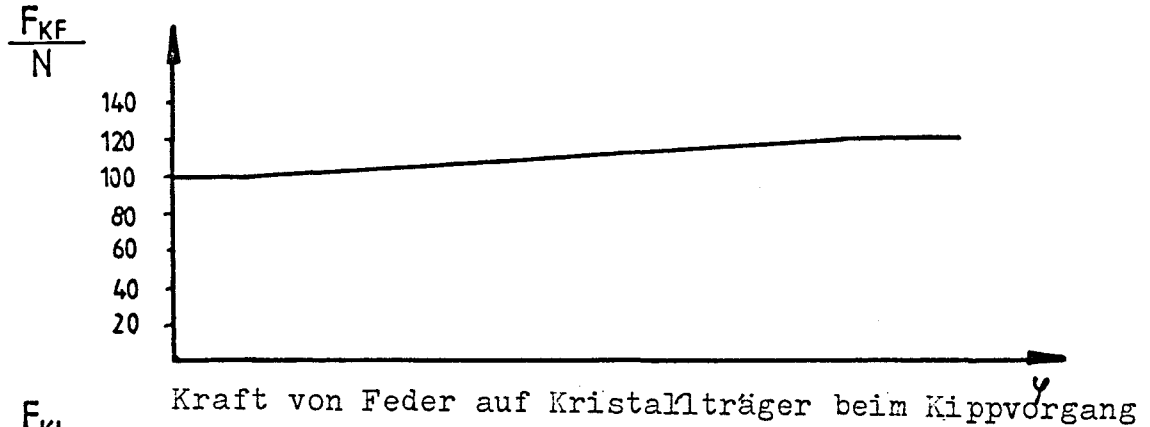
Form der Andruckfeder

Die Feder besteht aus $0,7 \text{ mm}$ dickem, 13 mm breiten, hochwertigem Federstrahl. Die Federkonstante beträgt $240 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$. Wegen der auftretenden Dauerschwingbelastung wird die fertige Feder kugelgestrahlt.

Der Federweg zum Aufbringen der Vorspannkraft beträgt $0,44 \text{ mm}$.

Kräfte auf einen Kristallträger

In den folgenden Diagrammen sind die während der Verdrehung eines Kristallträgers auftretenden Kräfte F_{KF} , F_{KL} und F_{KS} aufgetragen. Beim Rückdrehen in die Reflexionsstellung treten die gleichen Kräfte auf.



Die Schneidenlager sind so ausgelegt, daß die Flächenpressung bei der maximal auftretenden Kraft (~ 100 N) den vom Hersteller angegebenen zulässigen Maximalwert nicht übersteigt.

Berechnung Drehlager

$$\begin{aligned}
 \text{Lagerlänge :} & \quad l = 10 \text{ mm} \\
 \text{Schneidenradius :} & \quad r_1 = 0,1 \text{ mm} \\
 \text{Pfannenradius :} & \quad r_2 = 0,2 \text{ mm} \\
 \text{Elastizitätsmodul :} & \quad E = 3,7 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\
 \text{Druckfestigkeit :} & \quad P_{\text{zul}} = 2400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}
 \end{aligned}$$

auftretende Flächenpressung :

$$\begin{aligned}
 P_o &= 0,42 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E}{r \cdot l}} \quad \text{mit} \quad \frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \\
 &= 0,42 \cdot \sqrt{\frac{100 \text{ N} \cdot 3,7 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{0,2 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}}} \\
 \underline{P_o} &= \underline{1800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}
 \end{aligned}$$

Berechnung Auslenklager

$$\begin{aligned}
 l &= 10 \text{ mm} \\
 r_1 &= 0,8 \text{ mm} \\
 r_2 &= \infty \\
 E &= 3,7 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\
 P_{\text{zul}} &= 2400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}
 \end{aligned}$$

auftretende Flächenpressung :

$$\begin{aligned}
 P_o &= 0,42 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E}{r \cdot l}} \\
 &= 0,42 \cdot \sqrt{\frac{100 \text{ N} \cdot 3,7 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{0,8 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}}} \\
 \underline{P_o} &= \underline{900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}
 \end{aligned}$$

4.3. Stößel

Die Stößel übertragen die Antriebskraft von den Nockenwellen auf die Kristallträger. Da die Stößel hohe Beschleunigungen erfahren, ist ihre Masse möglichst klein zu halten. Die Umfangsgeschwindigkeit der Nockenwelle beträgt maximal $11 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Um Gleitreibung zu vermeiden, soll der Kontakt des Stößels mit der Nockenwelle über ein Stößelrad erfolgen. Als Stößelrad eignet sich eine sog. Stützrolle. Stützrollen sind Nadellager mit verstärktem Außenring, auf dem sie direkt ablaufen können. Zuerst wurde überlegt, eine Stützrolle ohne Innenring einzusetzen, jedoch müßte dann die Achse aus Stahl gefertigt werden. Bei Verwendung einer Stützrolle mit Innenring läßt sich die Achse aus Aluminium anfertigen, was zu einer Gewichtseinsparung führt.

Die Führung des Stößels ist so auszulegen, daß eine Bewegung von 0,15 mm ermöglicht wird. Dabei darf kein Spiel auftreten. Gewählt wurde eine Federgelenkführung mittels gewellter Membranedern (Rillmembranscheiben). Sie zeichnen sich durch eine große Querstabilität sowie dadurch aus, daß auch bei großem Führungsweg keine Quersetzung auftritt.

Um eine genaue Plazierung der Membranscheiben zu gewährleisten, werden sie durch Klemmen befestigt. Der Stößel ist deshalb dreigeteilt. Das erste Teil ist der Stößelschaft. An ihm sind durch Einpressen die Auslenkschneiden befestigt. Über den Stößelschaft wird die Stößelhülse geschoben, die diesen überragt. Zwischen Schaft und Hülse ist die erste Membranscheibe eingeklemmt. In das freie Ende der Hülse wird der Stößelfuß mit dem Stößelrad eingepaßt. Zwischen Hülse und Fuß befindet sich die zweite Membranscheibe. Eine Zylinderschraube M 4 verbindet den Fuß mit dem Schaft und klemmt mit Hilfe der Hülse die Membranscheiben fest. Um zu verhindern, daß sich Fuß und Schaft gegeneinander verdrehen, erhält der Schaft eine Nut und der Fuß eine Feder. Schaft und Fuß dürfen sich senkrecht zur Stößelachse nicht berühren.

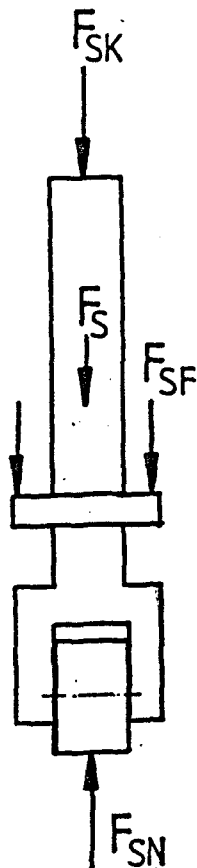
Um ein einwandfreies Abrollen der Stützrolle auf der Nockenwelle zu erzielen, wird der Stößel durch die Rückstellfeder mit einer Vorspannkraft von 200N gegen die Nockenwelle gedrückt. Die Rückstellfeder besteht aus 2 wechselseitig geschichteten Tellerfedern DIN 2093 B16. Sie drückt gegen eine Verdickung der Stößelhülse in der Nähe des Stößelrades.

Federdaten

Länge der ungespannten Feder	$l_0 = 1,05 \text{ mm}$
Federkonstante	$c = 618 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
Länge der vorgespannten Feder	$l_1 = l_0 - \frac{F}{c} = 1,05 \text{ mm} - \frac{200\text{N}}{618 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}$
	$l_1 = 1,01 \text{ mm}$

Die Vorspannkraft und damit die Länge l_1 , muß eingehalten werden. Wird die Vorspannkraft zu klein, besteht die Gefahr, daß das Stößelrad rutscht oder von der Nockenwelle abhebt. Bei zu großer Vorspannkraft steigt die Belastung der Stützrolle an.

Stößelkräfte



F_{SK} = Kraft vom Kristallträger auf den Stößel

$$F_{SK} = 2 \cdot F_{KS}$$

F_{SF} = Kraft von der Rückstellfeder auf den Stößel

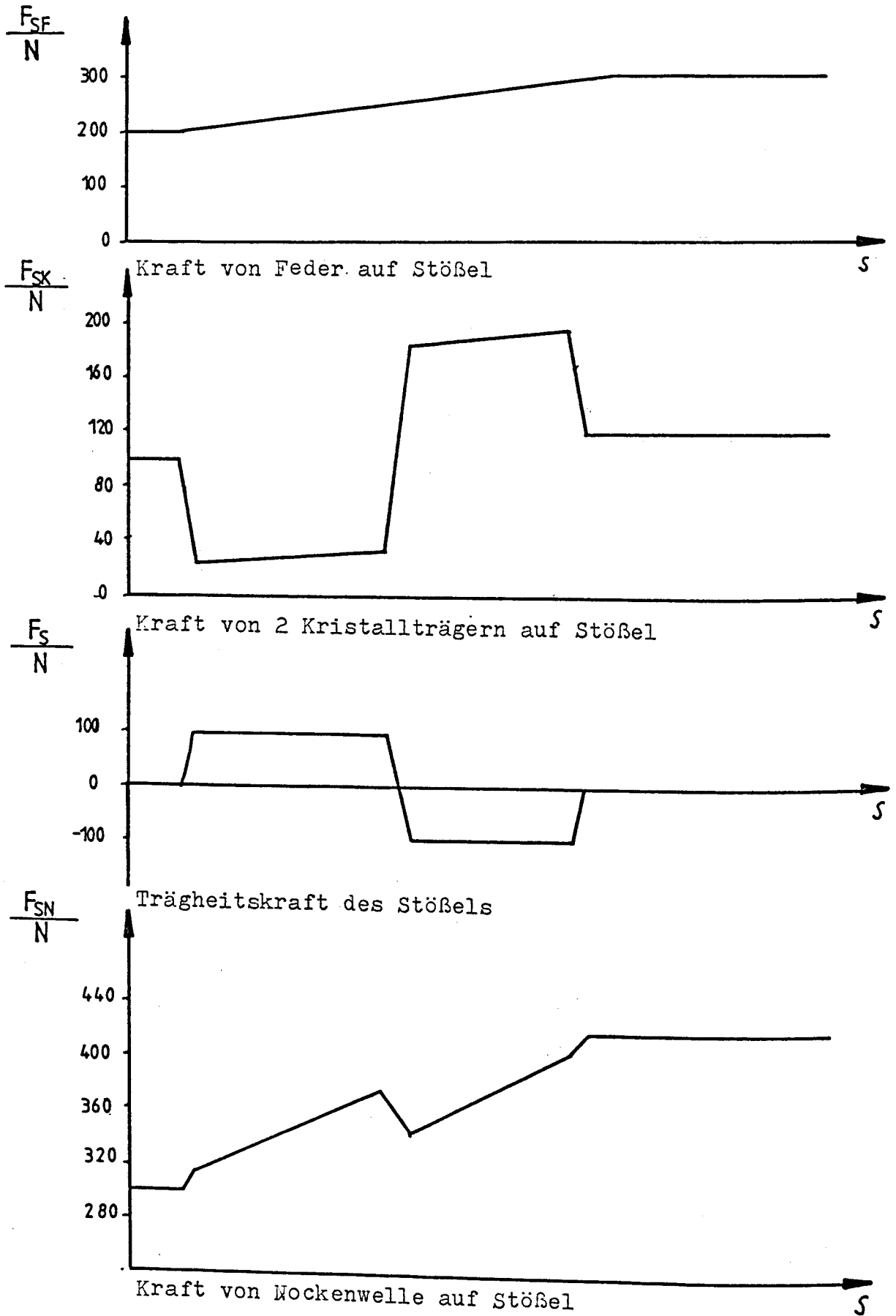
F_{SN} = Kraft von der Nockenwelle auf den Stößel

F_S = Trägheitskraft des Stößels = $\pm 90\text{N}$

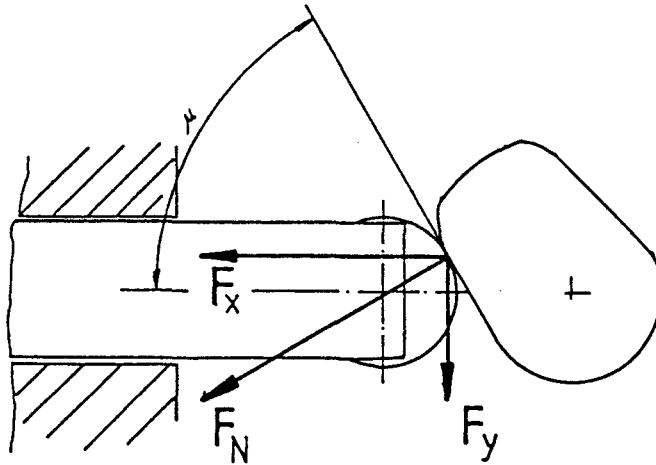
$$F_{SN} = F_{SK} + F_{SF} + F_S$$

Kräfte auf den Stößel

Während eines Drehvorganges haben die Stößelkräfte folgenden Verlauf:



An der Flanke einer Nockenerhöhung steht die von der Nockenwelle auf den Stößel ausgeübte Kraft nicht in Richtung der Stößelachse.



Kraft von Nocken auf den Stößel

Der Übertragungswinkel μ ist durch die maximale Steigung des Nockens bestimmt.

$$\tan \mu = \frac{r}{\frac{dr}{d\varphi}}$$

$$\mu_{\min} = 87,6^\circ$$

$$F_y = \frac{F_x}{\sin \mu}$$

$$F_K = \frac{F_x}{\tan \mu}$$

$$F_x = F_{SN} = \text{Kraft in Stößelrichtung}$$

$$F_{N \max} = \frac{420 \text{ N}}{\sin 87,6^\circ} = 420 \text{ N}$$

$$F_{y \max} = \frac{420 \text{ N}}{\tan 87,6^\circ} = 18 \text{ N}$$

Die Kräfte zur Kompensation von F_y können ohne Schwierigkeiten von den Membranscheiben aufgebracht werden.

Berechnung Stößelrad:

Der zeitliche Mittelwert der von der Nockenwelle auf das Stößelrad ausgeübten Kraft beträgt $F_{SN} = 355 \text{ N}$. Die mittlere Nockenwellendrehzahl $\frac{55 \text{ Hz}}{2} \cdot 60 = 1650 \text{ min}^{-1}$. Die gewählte Stützrolle STO 6DZ hat einen Außendurchmesser von 19 mm und eine dynamische Tragzahl C_{dyn} von 5,2 kN.

Die Drehzahl des Stößelrades beträgt:

$$n_s = n_n \frac{dn}{ds} = 1650 \text{ min}^{-1} \frac{50 \text{ mm}}{19 \text{ mm}}$$

$$\underline{n_s = 4342 \text{ min}^{-1}}$$

Lebensdauer:

$$L_h = \frac{C^3}{p} \frac{10^6}{60 \cdot n} = \frac{5,2 \text{ kN}^3}{355 \text{ N}} \frac{10^6}{60 \cdot 4342}$$

$$\underline{L_h = 12000 \text{ h}}$$

Krümmungsradius der Nockenwelle

Um die Nockenform exakt abtasten zu können, darf der Radius des Stößelrades nicht größer sein als der kleinste Krümmungsradius ρ der Nockenwelle. ρ_{min} tritt in der Mitte der ersten Beschleunigungsphase auf. Auf Grund der benutzten Gleichungsart für die Nockenform ergibt sich der kritische Krümmungsradius mit negativen Vorzeichen.

$$\rho = \frac{(r^2 + \dot{r}^2)^{\frac{3}{2}}}{r^2 + 2\dot{r}^2 - r \cdot r''}$$

r = Radius der Nockenwelle

$$r' = \frac{dr}{dt}$$

$$r'' = \frac{d^2 r}{dt^2}$$

Der kleinste Krümmungsradius beträgt 36,9 mm. Da der Radius der Stützrolle 9,5 mm beträgt, wird die Nockenform exakt abgetastet.

4.4. Nockenwelle und Antrieb

Die sich drehenden Nockenwellen erzeugen, durch die in Abschnitt 3.2. festgelegte Nockenform, die Längsbewegung der Stößel und dadurch die Kippbewegung der Kristallträger. Um die hohe Genauigkeit der Kristallstellung zu sichern, muß die Nockenwelle mit der bestmöglichen Präzision gefertigt und spielfrei gelagert werden. Jede Nockenwelle treibt 4 Stößel an. Da die Stößel dicht beieinander liegen, wird die Nockenform auf einer Länge von 75 mm durchgehend ausgeführt.

Das maximale Antriebsmoment für eine Nockenwelle ergibt sich während der Stößelbeschleunigung bei maximalen F_y .

M_{t2} = Antriebsmoment in einer Nockenwelle

$$M_{t2} = 4 \cdot F_y \cdot \frac{D}{2} = 4 \cdot 18 \text{ N} \cdot 25 \text{ mm}$$

$$M_{t2} = 1,8 \text{ Nm}$$

Berechnung Schraubgetriebe: [4]

Die Drehmomentspitzen in der Nockenwelle betragen 1,8 Nm. Für die Berechnung des Schraubgetriebes wird ein Antriebsmoment von 4 Nm angenommen. Dadurch sollen die wechselnde Belastung und die geforderte hohe Lebensdauer berücksichtigt werden.

Mit einer geschätzten Gleitgeschwindigkeit V_g ergibt sich aus einer Tabelle ein Wert C , mit dem die Berechnung durchgeführt wird.

$$\beta_{01} = \beta_{02} = 45^\circ \quad \text{Steigungswinkel der Schraubenräder}$$

$$V_g \approx 10 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{geschätzt}$$

$$\Rightarrow c = 1,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{aus Tabelle, für geh. Stahl / geh. Stahl}$$

$$z_1 = z_2 = 12 \quad ; \quad \frac{b}{m} = 12 \quad \text{Festlegung}$$

$$m_n = \frac{2 \cdot M_{t1} \cdot \cos \beta_{01}}{\gamma \cdot \frac{b}{m} \cdot z_1 \cdot c} \quad \text{Normalmodul}$$

$$= \frac{2 \cdot 4 \text{ Nm} \cdot \cos 45^\circ}{\gamma \cdot 12 \cdot 1,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 12}$$

$$m_n = 1,94 \text{ mm}$$

$$\text{gewählt : } \underline{m_n = 2 \text{ mm}}$$

$$r_{01} = r_{02} = \frac{m_n \cdot z_1}{2 \cdot \cos \beta_{01}} = \frac{2 \text{ mm} \cdot 12}{2 \cdot \cos 45^\circ}$$

$$\underline{r_{01} = r_{02} = 16,97 \text{ mm}}$$

$$v_g = \frac{\omega_1 \cdot r_{01}}{\sin \beta_{01}} = \frac{70 \cdot 2\pi \cdot 16,97 \text{ mm}}{\sin 45^\circ \text{ s}}$$

$$\underline{v_g = 10,56 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$a = r_{01} + r_{02} = 2 \cdot 16,97 \text{ mm}$$

$$\underline{a = 33,94 \text{ mm}}$$

$$\mu = 0,05 \Rightarrow \rho = 3^\circ \quad \text{Reibungswinkel}$$

$$\eta = \frac{\tan \beta_{02}}{\tan(\beta_{02} + \rho)} \quad \text{Wirkungsgrad}$$

$$\underline{\eta = 0,9}$$

Umfangskräfte (jeweils senkrecht zur Drehachse)

$$F_{U1} = \frac{M_{t1}}{r_{01}} = \frac{4 \text{ Nm}}{16,97 \text{ mm}}$$

$$\underline{F_{U1} = 236 \text{ N}}$$

$$F_{U2} = F_{U1} \cdot \tan(\beta_{01} - \vartheta) = 236 \text{ N} \cdot \tan(45^\circ - 3^\circ)$$

$$\underline{F_{U2} = 212 \text{ N}}$$

Axialkräfte (in Richtung der jeweiligen Drehachse)

$$\underline{F_{A1} = F_{U2} = 212 \text{ N}}$$

$$\underline{F_{A2} = F_{U1} = 236 \text{ N}}$$

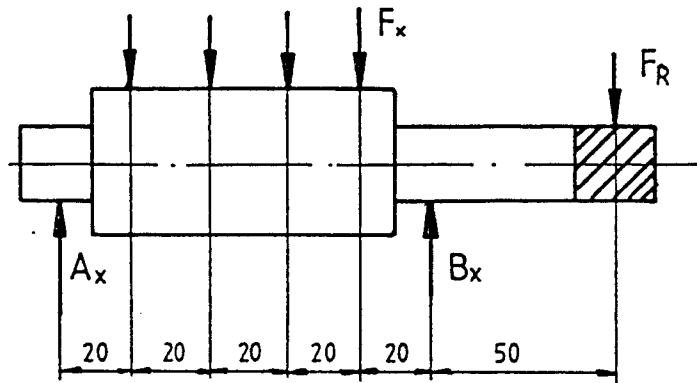
Radialkräfte (zur jeweiligen Drehachse gerichtet)

$$\begin{aligned} F_r &= F_{U1} \cdot \frac{\tan \alpha_N \cos \vartheta}{\cos(\beta_{01} - \vartheta)} \\ &= 236 \text{ N} \cdot \frac{\tan 20^\circ \cos 3^\circ}{\cos(45^\circ - 3^\circ)} \end{aligned}$$

$$\underline{F_r = 115 \text{ N}}$$

Kräfte auf die Nockenwelle

Horizontalebene



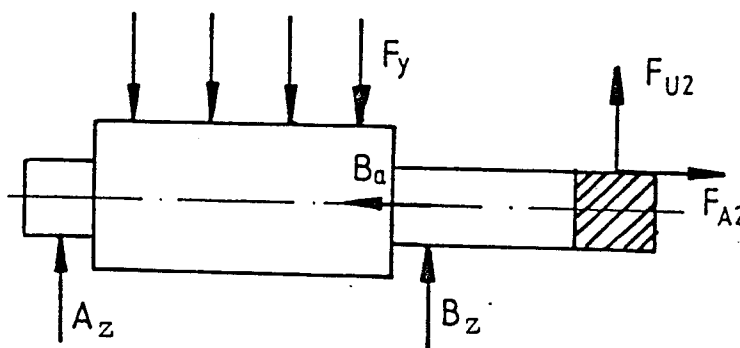
$$F_x = 360 \text{ N}$$

$$F_R = 115 \text{ N}$$

$$A_x = 662 \text{ N}$$

$$B_x = 793 \text{ N}$$

Vertikalebene



$$F_y = \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 32 \text{ N}$$

$$F_{u2} = 212 \text{ N}$$

$$F_{A2} = \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 236 \text{ N}$$

$$A_z = \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 170 \text{ N}$$

$$B_z = \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 254 \text{ N}$$

$$B_a = \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 236 \text{ N}$$

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_z^2} = 683 \text{ N}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_z^2} = 833 \text{ N}$$

$$B_a = \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} 236 \text{ N}$$

Lagerung der Nockenwelle

Um eine spielfreie Lagerung zu erreichen, wurden vorgespannte Schrägkugellager ausgewählt. Für die Lagerstelle B ein doppeltes Schrägkugellager in O - Anordnung. Dieses Lager erhält vom Hersteller die erforderliche Vorspannung. Für die Lagerstelle A wurde ein einfaches Schrägkugellager gewählt. Dieses Lager wird durch eine Tellerfeder vorgespannt.

Bei der Lagerauswahl wurden in erster Linie die Fertigungsmöglichkeiten für das Nockenwellengehäuse berücksichtigt. Die Lagerung ist daher überdimensioniert, was auch zur Garantierung der hohen Präzision über die angestrebte Betriebszeit beiträgt.

Berechnung Nockenwellenlager

Lager A

$$F_r = 700 \text{ N}$$

$$F_a = 250 \text{ N} \quad (\text{Vorspannung})$$

gewählt : Lager 7207C mit $C_o = 17 \text{ kN}$; $C_{\text{dyn}} = 23 \text{ kN}$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{250 \text{ N}}{17 \text{ kN}} = 0,014 \quad \Rightarrow \quad e = 0,38$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{250 \text{ N}}{700 \text{ N}} = 0,36 < e \quad \Rightarrow \quad P = F_r$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad \text{Lebensdauer}$$

$$= \left(\frac{23 \text{ kN}}{700 \text{ N}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1650}$$

$$\underline{L_h = 360000 \text{ h}}$$

Lager B

$$F_r = 840 \text{ N}$$

$$F_a = 240 \text{ N}$$

gewählt : Lager 7007C/DBA mit $C_0 = 22 \text{ kN}$; $C_{\text{dyn}} = 23 \text{ kN}$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{240 \text{ N}}{22 \text{ kN}} = 0,011 \quad \Rightarrow \quad e = 0,38$$

$$\begin{aligned} \frac{F_a}{F_r} &= \frac{240 \text{ N}}{840 \text{ N}} = 0,29 < e \quad \Rightarrow \quad P = F_r + 1,65 \cdot F_a \\ &= 840 \text{ N} + 1,65 \cdot 240 \text{ N} \\ P &= 1240 \text{ N} \end{aligned}$$

$$L_h = \left(\frac{23 \text{ kN}}{1,24 \text{ kN}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1650}$$

$$\underline{L_h = 60000 \text{ h}}$$

Vorspannung für Lager A

Die Vorspannung für Lager A wird durch eine Tellerfeder C63 aufgebracht.

Federdaten:

$$l_0 = 4,15 \text{ mm}$$

$$C = 2500 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Länge der vorgespannten Feder: $l_1 = l_0 - \frac{F}{C}$

$$= 4,15 \text{ mm} - \frac{250}{2500} \text{ mm}$$

$$\underline{l_1 = 4,05 \text{ mm}}$$

Befestigung der Schraubenräder auf den Wellen

Die Befestigung des Schraubenrades auf der Nockenwelle erfolgt durch Anpressung mittels einer Wellenmutter M 20 x 1 gegen einen Absatz der Welle. Auf der Antriebswelle werden die Schraubenräder durch eine Wellenmutter M 20 x 1 befestigt, die über den Innenring des Lagers und eine Abstandsbüchse, die Schraubenräder gegen einen Wellenabsatz drückt. Die zur Übertragung des Antriebsmomentes erforderliche Anpresskraft beträgt:

$$F_A = \frac{M_{t2}}{r_R \cdot \mu}$$

$r_R = \text{Reibungsradius}$

$$= \frac{2 \text{ Nm}}{12,5 \text{ mm} \cdot 0,2}$$

$$F_A = 800 \text{ N}$$

Daraus ergibt sich ein Anzugsmoment für die Wellenmutter von:

$$M_A = F_A \cdot \tan(\gamma + \rho') \cdot \frac{d_2}{2} + F_A \cdot \mu_A \cdot \frac{d_r}{2}$$

$$d_2 = 19,35 \text{ mm}$$

$$d_r = 25 \text{ mm}$$

$$\mu_A = 0,2$$

$$\gamma = \arctan \frac{p}{d_2 \cdot \pi} = \arctan \frac{1 \text{ mm}}{19,35 \text{ mm} \cdot \pi} = 0,94^\circ$$

$$\rho' = \arctan \frac{\mu}{\cos 30^\circ} = \arctan \frac{0,2}{\cos 30^\circ} = 13,0^\circ$$

$$M_A = 800 \text{ N} \cdot \left(\tan(0,94^\circ + 13,0^\circ) \cdot \frac{19,35}{2} + 0,2 \cdot \frac{25}{2} \right) \cdot \text{mm}$$

$$\underline{M_A = 4,8 \text{ Nm}}$$

Justierung der Nockenwellen

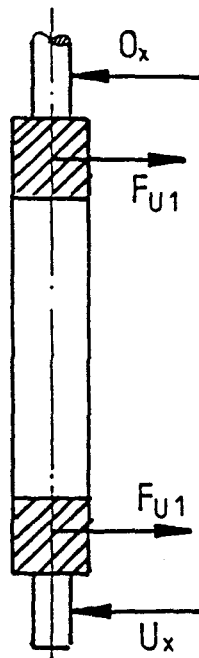
Um den Drehwinkel der Nockenwelle zueinander einzustellen, ragen die freien Enden der Nockenwellen aus dem Gehäuse heraus. Diese Enden sind so angefräst, daß eine Fläche senkrecht zur Nockenwellenachse entsteht. Bei beiden Nockenwellen hat die Flächennormale bezüglich der Nockenform den gleichen Winkel. Werden beide Flächen gegen eine dritte Fläche gepreßt, haben die beiden Nockenwellen den gleichen Drehwinkel. Bei der Montage werden die Nockenwellen durch Verschrauben mit einem Ausrichtlineal fixiert. Nach der Montage der Schraubenräder wird das Ausrichtlineal entfernt. Um eine Unwucht der Nockenwelle zu vermeiden, werden an den angefrästen Enden Auswuchtstücke angebracht.

Lagerung der Antriebswellen

Die Lagerung der Antriebswellen erfolgt in Schrägkugellagern. Ein Satz aus 2 Tellerfedern drückt den Außenring des oberen Lagers über eine Büchse nach unten und spannt dadurch die Lagerung vor. Die Vorspannkraft muß so groß sein, daß die Vorspannung auch bei der auftretenden wechselseitigen axialen Belastung nicht aufgehoben wird.

Kräfteplan Antriebswelle:

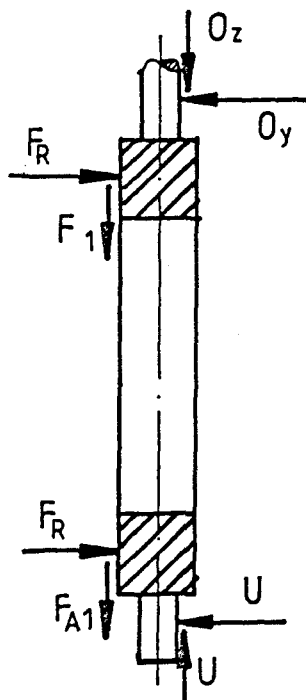
X - Ebene



$$F_u = \pm 240 \text{ N}$$

$$O_x = U_x = \pm 240 \text{ N}$$

Z - Ebene



$$F = 115 \text{ N}$$

$$F_A = \pm 212 \text{ N}$$

$$O_y = U_y = 115 \text{ N}$$

$$O_z = 400 \text{ N} + 600 \text{ N (Vorspannung)}$$

$$U_z = 400 \text{ N} + 600 \text{ N}$$

$$O = \sqrt{O_x^2 + O_r^2}$$

$$O = U = 270 \text{ N}$$

$$O_z = U_z = 1 \text{ kN}$$

Berechnung Antriebswellenlager

$$F_r = 270 \text{ N}$$

$$F_a = 1000 \text{ N}$$

gewählt : Lager 7204AC mit $C_o = 6950 \text{ N}$; $C_{dyn} = 10800 \text{ N}$

$$e = 0,68$$

$$\begin{aligned} \frac{F_a}{F_r} &= \frac{1 \text{ kN}}{270 \text{ N}} = 37 > e \Rightarrow P = 0,41 \cdot F_r + 0,87 \cdot F_a \\ &= 0,41 \cdot 270 \text{ N} + 0,87 \cdot 1000 \text{ N} \\ P &= 1 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$L_h = \left(\frac{10800 \text{ N}}{1 \text{ kN}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1650}$$

$$\underline{L_h = 12700 \text{ h}}$$

Vorspannung der Antriebswellenlager

Die Vorspannung von 600 N wird durch zwei wechselseitig geschichtete Tellerfedern C45 aufgebracht.

Federdaten:

$$l_o = 5,7 \text{ mm}$$

$$C = 790 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$l_1 = l_o - \frac{F}{C} = 5,7 \text{ mm} - \frac{600 \text{ N mm}}{790 \text{ N}}$$

$$l_1 = 4,95 \text{ mm}$$

Ankopplung des Motors an die Antriebswelle

Die Übertragung des Antriebsmoments vom Motor auf die Nockenwelle erfolgt über Paßfedern und eine Kupplungshülse.

Durchmesser der Welle = 17 mm

Daten der Paßfeder:

$$h = 6 \text{ mm} \quad b = 6 \text{ mm} \quad t_1 = 3,5 \text{ mm} \quad r = 0,4 \text{ mm}$$

$$t' = h - (t_1 + r) = 2,1 \text{ mm}$$

$$P_{zul} = 75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$l_{erf} = \frac{M_t}{d \cdot t' \cdot P_z} = 17 \text{ mm} \quad \frac{2 \cdot 10 \text{ Nm}}{2,1 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 75 \text{ N}} \frac{\text{mm}^2}{\text{mm}^2} = 7,5 \text{ mm}$$

gewählt: $l = 8 \text{ mm}$

Motorauswahl

Die genaue Berechnung der Motorleistung ist schwierig, da von der Kippkristallapparatur keine Nutzarbeit verrichtet wird. Um die Drehmomentspitzen abzufangen und die Verlustleistung der Lagerungen aufzubringen, ist eine Motorleistung von 300 W ausreichend.

Um den exakten Winkelsynchrongleichlauf der Apparatur zu beherrschen, müssen sich Drehzahl und Winkelstellung des Antriebsmotors exakt regeln lassen. Sehr gute Erfahrungen wurden bei ähnlichen Problemstellungen mit einem Reluktanzmotor der Firma Perske, Mannheim gemacht. Obwohl dieser Motor mit seiner Leistung von 3 kW weit überdimensioniert ist, soll er in der fertigen Anlage eingesetzt werden. Für Vorversuche genügt ein kleinerer Synchronmotor.

4.5. Gehäuse und Drehvorrichtung

Das π -Spektrometer wird in verschiedenen Arbeitsstellungen betrieben. Entsprechend muß die Kippkristallapparatur um die vertikale Achse mit einer Genauigkeit von $0,01^\circ$ gedreht werden. Zu diesem Zweck wird die Apparatur auf einen handelsüblichen Drehtisch, z.B. MDM 251 der Firma Franke & Heydrich, montiert. Die Drehachse des Drehtisches muß hierbei mit der Mittellinie der gesamten Graphit-Einkristalle zusammenfallen.

Auf dem Drehtisch wird zunächst die Sockelplatte befestigt. Sie erhält seitliche Führungsflächen, an denen das Antriebsgehäuse als senkrechtes Trageelement befestigt wird. Das Antriebsgehäuse kann aus einem massiven Block gefertigt werden. Die Hohlräume für Antriebswelle und Schraubgetriebe lassen sich durch Einbringen von Bohrungen erzeugen.

Oben auf dem Antriebsgehäuse wird mittels des Motorfußes der Motor aufgeschraubt. Um Platz für den Neutronenleiter zu haben, muß eine Kante des Antriebsgehäuses abgeschrägt werden.

Die Nockenwellengehäuse, ebenfalls aus massiven Blöcken gefertigt, werden seitlich an das Antriebsgehäuse angeschraubt. Ihre genaue Lage wird durch eine Passung zwischen einem angedrehten Zapfen und einer Bohrung im Antriebsgehäuse gesichert.

Die Befestigung der Stößel im Stößelblock erfolgt durch Festklemmen des äußeren Randes der Membranscheiben durch die Andruckplatte bzw. die Lagerplatte. Zur Zentrierung liegen die Membranscheiben in Vertiefungen, die in den Stößelblock eingedreht sind.

An der freien Seite der Lagerplatte sind die Schneiden für die Drehlager der Kippkristalle befestigt. Zwischen Lagerplatte und Stößelblock bzw. Stößelblock und Nockenwellengehäuse ist eine Lagesicherung durch je 2 Paßstifte vorgesehen.

Der Federbügel wird von außen gegen den Stößelblock geschraubt. Er enthält die Führungselemente für die Einstellung der Vor-

spannung für die Kristallträgerlagerung.

Um die Vorspannkraft $\pm 10\%$ genau einzustellen, muß die Länge der Andruckfeder um $\pm 0,04$ mm variiert werden. Dies geschieht mittels einer Einstellschraube M3 x 0,25. Der Drehwinkel für eine Bewegung von 0,04 mm beträgt 60° .

Nach der Einstellung werden die Führungsstücke durch Stellschrauben festgeklemmt.

Die Abdichtung des Nockenwellengehäuses gegen das Antriebsgehäuse bzw. den Stößelblock erfolgt mit Hilfe von Runddichtringen. Für die Abdichtung der verschiedenen Deckel läßt sich eine Dichtungsmasse verwenden.

Um die Kristallträger in vertikaler Richtung zu sichern, wird an der unteren Lagerplatte die Kristallträgerstütze angeschraubt, auf der die Kristallträger auf einen Schmierfilm aufliegen. Diese einfache Methode ist ausreichend, da die Gewichtskraft eines Kristallträgers nur 3,5 N beträgt.

4.6. Schmierung

Für die Schmierung soll eine externe Druckversorgung verwendet werden. Die Ölzufuhr erfolgt, wegen der Drehung der Apparatur, über eine flexible Leitung und außen angebrachte Rohrverzweigungen zu den einzelnen Schmierstellen.

Zur Schmierung der Schraubgetriebe wird Öl direkt von einer Schmierleitung in den Zahngriff gespritzt. Die Schmierleitung besteht aus einem biegsamen Kupferrohr, das in eine Bohrung des Antriebsgehäuses eingelötet wird. Die Lager der Antriebswelle erhalten Spritzöl von den Schraubgetrieben. Um die Nockenwellengehäuse mit Öl zu versorgen, wird Öl gegen die rotierende Nockenwelle gespritzt und so im Nockenwellengehäuse verteilt. Der Ölrücklauf erfolgt vom Fuß des Antriebsgehäuses über eine flexible Leitung.

Zur Sicherung gegen Trockenlauf ist ein Öldruckschalter vorgesehen.

5. Schwingungsprobleme

Die geforderte hohe Genauigkeit und Lebensdauer der Anlage läßt sich nur erreichen, wenn keine Schwingungen auftreten, d.h. die schwingungsfähigen Systeme dürfen nicht mit Resonanzfrequenz angeregt werden.

5.1. Eigenresonanzen

In folgendem werden die Resonanzen der 3 kritischen schwingfähigen Systeme berechnet.

- Feder-Masse-System: Rückstellfeder-Stößel

$$f_I = \sqrt{\frac{c_A}{m_s}}$$

m_s = Stößelmasse

$$f_I = \sqrt{\frac{618 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{30 \text{ g}}}$$

c_A = Federkonstante der Rückstellfeder

$$\underline{f_I = 4,5 \text{ k Hz}}$$

f = Resonanzfrequenz

- Feder-Masse-System: Andruckfeder-Kristallträger

$$C_r^* = 2 C_r \left(\frac{a}{2}\right)^2$$

C_r = Federkonstante der Andruckfeder

$$C_r^* = 2 \cdot 240 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \frac{4}{2} \text{ mm}^2$$

$\frac{a}{2}$ = Radius der Federangriffe

$$C_r^* = 1920 \text{ N mm}$$

J_K = Massenträgheitsmoment des Kristallträgers

$$f_{II} = \sqrt{\frac{C_r^*}{J_K}}$$

$$f_{II} = \sqrt{\frac{1920 \text{ Nmm}}{0,4 \text{ kg mm}^2}}$$

$$\underline{f_{II} = 350 \text{ Hz}}$$

- Torsionsschwingungen des Kristallträgers (Näherung)

Für einen Körper mit Kreis- oder Kreisringquerschnitt gilt:

$$a = \sqrt{\frac{G}{\rho}}$$

G = Gleitmodul

$$a = 1800 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

ρ = Dichte

$$f_{III} = \frac{a}{2l}$$

$$\underline{f_{III} = 4,5 \text{ kHz}}$$

5.2. Anregungsfrequenzen

Die Bewegung der Kristalle erfolgt mit einer variablen Frequenz von $f_0 = 70\text{-}140 \text{ Hz}$. Da es sich näherungsweise um eine rechteckförmige Weg-Zeit-Beziehung handelt, muß mit Anregungsfrequenzen bis zu einigen zig kHz gerechnet werden.

$$f_n = f_0 \cdot n \quad n = 1, 3, 5, \dots \quad f_n = \text{Anregungsfrequenzen}$$

5.3. Herabsetzen der Schwingungsgefahr

Auf Grund der angestellten Berechnungen kann ein Aufschwingen der Kippkristalle nicht ausgeschlossen werden. Es gibt mehrere Möglichkeiten, die Schwingungsgefahr herabzusetzen.

- Erhöhung der Eigenresonanzen

Eine Erhöhung der Eigenresonanzen f_{III} ist nicht möglich. Die Erhöhung der Resonanzen f_I und f_{II} wäre durch härtere Federn möglich. Um die Eigenresonanz zu verdoppeln, muß die Federkonstante vervierfacht werden. Dies hätte auch eine Vervierfachung der Lagerbelastung zur Folge.

Eine Erhöhung der Eigenresonanzen bis in den sicheren Bereich > 50 kHz ist nicht durchführbar.

- Herabsetzen der Anregungsfrequenzen

Da die Grundfrequenz der Kristallbewegung festliegt, lassen sich die Anregungsfrequenzen nur durch eine Änderung der Kurvenform senken. Ein flacher Anstieg in Form einer Sinusfunktion führt zu niedrigeren Anregungsfrequenzen, beeinträchtigt aber auch die Wirkungsweise des Kippkristalls.

- Vermeiden von kritischen Betriebsfrequenzen

Die Anregungs- und Resonanzfrequenzen müssen so abgestimmt sein, daß sich die Anlage bei den wichtigsten Betriebsfrequenzen nicht aufschwingt.

- Dämpfung

Bei der Dämpfung wird der Schwingungsausschlag herabgesetzt, indem Schwingungsenergie in Wärmeenergie umgesetzt wird. Eine Möglichkeit zur Dämpfung ist es, die Kristallträger außerhalb des Neutronenstromes und die Stöbel in ein Ölbad zu bringen. Eine gute Dämpfung läßt sich auch durch den Einsatz von Gummifedern erzielen.

Der Nachteil der Dämpfung liegt in einer größeren Trägheit des Systems.

Das Problem der Schwingungen läßt sich nur auf Grund von theoretischen Überlegungen nicht mit Sicherheit lösen. Für eine endgültige Lösung ist die Herstellung einer Versuchsanordnung unerlässlich. Diese Apparatur soll nur einen Kristallträger erhalten, an dem Genauigkeitsuntersuchungen gemacht werden. Das Versuchsmodell wäre durch Variation der Dämpfung und Resonanzen zu optimieren.

Zusammenfassung

Diese Arbeit befaßt sich im ersten Teil mit der Entwicklung einer Einkristallschwingvorrichtung. Nach einer Einführung in die physikalischen Hintergründe und der Erörterung der einzelnen Forderungen werden für die einzelnen Funktionsgruppen Lösungsvorschläge aufgestellt und die jeweils geeignete Lösung ermittelt.

Die Einkristalle werden an schmalen, nebeneinander angeordneten Kristallträgern befestigt. Der Kristallträgerquerschnitt ist hinsichtlich einer möglichst kleinen Verdrillung während des Betriebs optimiert. Die Kristallträger werden an beiden Enden angetrieben. Als am besten geeigneter mechanischer Antrieb wurde ein Nockenwellengetriebe mit Stößeln ermittelt. Die Nockenform ist so berechnet, daß die maximale Stößelbeschleunigung klein ist, und weder Stöße noch Rucke auftreten. Die Stößel werden in gewellten Membranfedern geführt. Für die Lagerung der Kristallträger sind Schneidenlager die beste Lösung. Die Kristallträger erhalten Dreh- und Auslenklager, deren Formen den jeweiligen Aufgaben angepaßt sind. Die Genauigkeit der Kristallstellung wird durch eine präzise Bearbeitung der Schneidenlagerung nach der Montage erzielt.


Der zweite Teil der Arbeit befaßt sich mit der konstruktiven Auslegung der Apparatur. Es werden Dimensionierung und Berechnung dargestellt.

Im letzten Kapitel wird auf die möglichen Probleme, die sich bei einem Aufschwingen der Apparatur ergeben würden, hingewiesen. Die kritischen Eigenresonanzen werden berechnet.

Tag: _____
 Name: _____

③ Projektnummer: _____


Lfd. Nr.	Anz. der Gruppe	Stück je Gruppe	Benennung und Fertigmaße	DIN-Nr.	Gew. kg je Stück	Werkstoff	Nachweis DIN 50049	Nur für Abnahme - Prüfvermerk	Zeichnungs-Nr.	Bemerkung	DM Soll	Lagernummer [ggf. Lagernummer des Rohteils]
④	⑤	⑥	7	8	⑨	10			11	12	⑬	⑭
1		1	Drehtisch Typ MDM							MDM Franke&Heydrich		
2		1	Grundplatte 265x200x50			3.3535						204.40.256
3		1	Motor							ist vorhanden		
4		1	Motorfuß Ø135x52			3.3535						204.00.613
5		1	Antriebsgehäuse 385x125x85			3.3535						
6		2	Nockenwellengehäuse 138x110x104			3.3535						
7		2	Stößelblock 126x86x20			3.3535						204.40.252
8		2	Lagerplatte 86x46x8			3.3535						204.40.209
9		2	Federbügel 126x40x25			3.3535						204.40.253
10		2	Lagerdeckel Ø85x5			3.3535						204.40.207
11		2	Wellenabdeckung Ø60x25			3.3535						204.40.009
12		2	Seitendeckel Ø80x4			3.3535						204.40.003
13		1	Bodendeckel Ø35x4			3.3535						204.40.003
14		6	Zylinderschraube M 10*100	6912		8.8						
15		4	Sechskantschraube M 8*100	931		8.8						
16		4	Scheibe 8,4	125B		St						304.01.009
17		4	Sechskantschraube M 8*20	933		8.8						300.03.110

Tag	Name	Tag	Name	Gesamtgew. kg:	Stückliste besteht aus:	5	Blatt	Stücklistenblatt-Nr.:	1	
	gez.:	6.3.85	Vefurt	Stückliste zu:	 883	Kat.:	670	Stücklisten-Nr.:	06.02.85/0	Pause-Nr.:
	gepr.:	12.3.85	Wymiel	Einkristallschwingvorrichtung.		Ersatz:				
	Norm:					Mikro-Kartei-Nr.:	Datum: Film-Nr.:			
Sichtvermerk der Fertigungskontrolle:										

Tag: _____
Name: _____

③ Projektnummer: _____


Lfd. Nr.	Anz. der Gruppe	Stück je Gruppe	Benennung und Fertigmaße	DIN-Nr.	Gew. kg je Stück	Werkstoff	Nachweis DIN 50049	Nur für Abnahme - Prüfvermerk	Zeichnungs-Nr.	Bemerkung	DM Soll	Lagernummer [ggf. Lagernummer des Rohstücks]
④	⑤	⑥	7	8	⑨		10		11	12	⑬	⑭
18		6	Zylinderschraube M 8*20	6912		8.8						300.14.014
19		16	Zylinderschraube M 5 *16	6 912		8.8						300.14.002
20		8	Zylinderschraube M 4*30	912		8.8						300.14.256
21		8	Zylinderschraube M 4*25	912		8.8						300.14.255
22		18	Zylinderschraube M 4*16	912		8.8						300.14.253
23		36	Zylinderschraube M 3*10	84-A		8.8						300.12.047
24		8	Zylinderschraube M 5*50	912		8.8						300.14.262
25		8	Einkristall							wird vom Anwender bereitgestellt		
26		8	Kristallträger Ø10x260			3.3535						204.46.402
27		1	Antriebswelle Ø35x360			1.0503						
28		4	Schraubenrad Ø38x24			1.1249						
29		2	Abstandsbuchse Ø30x15			1.0120						200.03.014
30		2	Schräggugellager d=20 D=47 B=14							SKF 7204AC		
31		3	Wellenmutter M 20*1							FAG KM4		
32		3	Sicherungsblech d=20							FAG MB4		
33		2	Paßfeder 5*5*12	6885 A		1.0503						200.35.003
34		1	Kupplungshülse Ø30x32			1.0120						200.03.014

Tag	Name	Tag	Name	Gesamtgew. kg:	Stückliste besteht aus:	5	Blatt	Stücklistenblatt-Nr.:	2
	gez.:	6.3.85	Vajda	Stückliste zu:	 883	Kst.:	670	Stücklisten-Nr.:	06.02.85/0
	gepr.:	11.1.85	W. M. M. M.	Einkristallschwingvorrichtung		Ersatz:			
	Norm:					Mikro-Kartei-Nr.:		Datum:	
Sichtvermerk der Fertigungskontrolle:									

② Vorname/Nachname:

③ Projektnummer:

Lfd. Nr.	Anz. der Gruppe	Stück je Gruppe	Benennung und Fertigmaße	DIN-Nr.	Gew. kg je Stück	Werkstoff	Nachweis DIN 50049	Nur für Abnahme - Prüfvermerk	Zeichnungs-Nr.	Bemerkung	DM Soll	Lagernummer [od. Lagernummer des Rohls]
④	⑤	⑥	7	8	⑨	10			11	12	⑬	⑭
35		1	Andruckhülse $\phi 47 \times 8$			1.0120						200.03.019
36		2	Tellerfeder C45	2093								
37		1	Sicherungsring 47*1	472		Federstahl						304.11.211
38		2	Nockenwelle $\phi 51 \times 215$			1.1249						
39		2	Schrägkugellager d=35 D=62 b=28							SKF 7007C/P4DBA		
40		2	Wellenmutter M 35*1,5							FAG KM7		
41		2	Sicherungsblech Di=35							FAG MB7		
42		2	Schrägkugellager d=30 D=62 B=16							SKF 7206/P4		
43		2	Tellerfeder C63	2093								
44		2	Auswuchtstück 30x15x15			1.0120						200.03.014
45		4	Zylinderschraube M 4*10	6912		8.8						300.14.038
46		2	Andruckplatte 86x35x5			3.3535						204.40.208
47		20	Zylinderschraube M 2*16	912		8.8						300.14.232
48		8	Stützrolle d=6 D=19 B=10							FAG ST06DZ		
49		8	Achse $\phi 6 \times 19$			3.3535						204.00.502
50		16	Sprengring 6 mm	9045								
51		8	Stößelfuß 30x16x11			3.3535						204.16.054

Tag	Name	Tag	Name	Gesamtgew. kg:	5	Stückliste besteht aus:	Blatt	Stücklistenblatt-Nr.:	3
	gez.:	6.3.85	Valent	Stückliste zu:		Kst.:	670	Stücklisten-Nr.:	06.02.85/0
	gepr.:	13.2.85	Wymisch			Ersatz:			
	Norm:								
Sichtvermerk der Fertigungskontrolle:				Einkristallschwingvorrichtung		 883		Mikro-Kartei-Nr.: Datum: Film-Nr.:	


KFA 80.15-10 A

Tag: _____
 Name: _____

② Vorhabenbezeichnung: _____

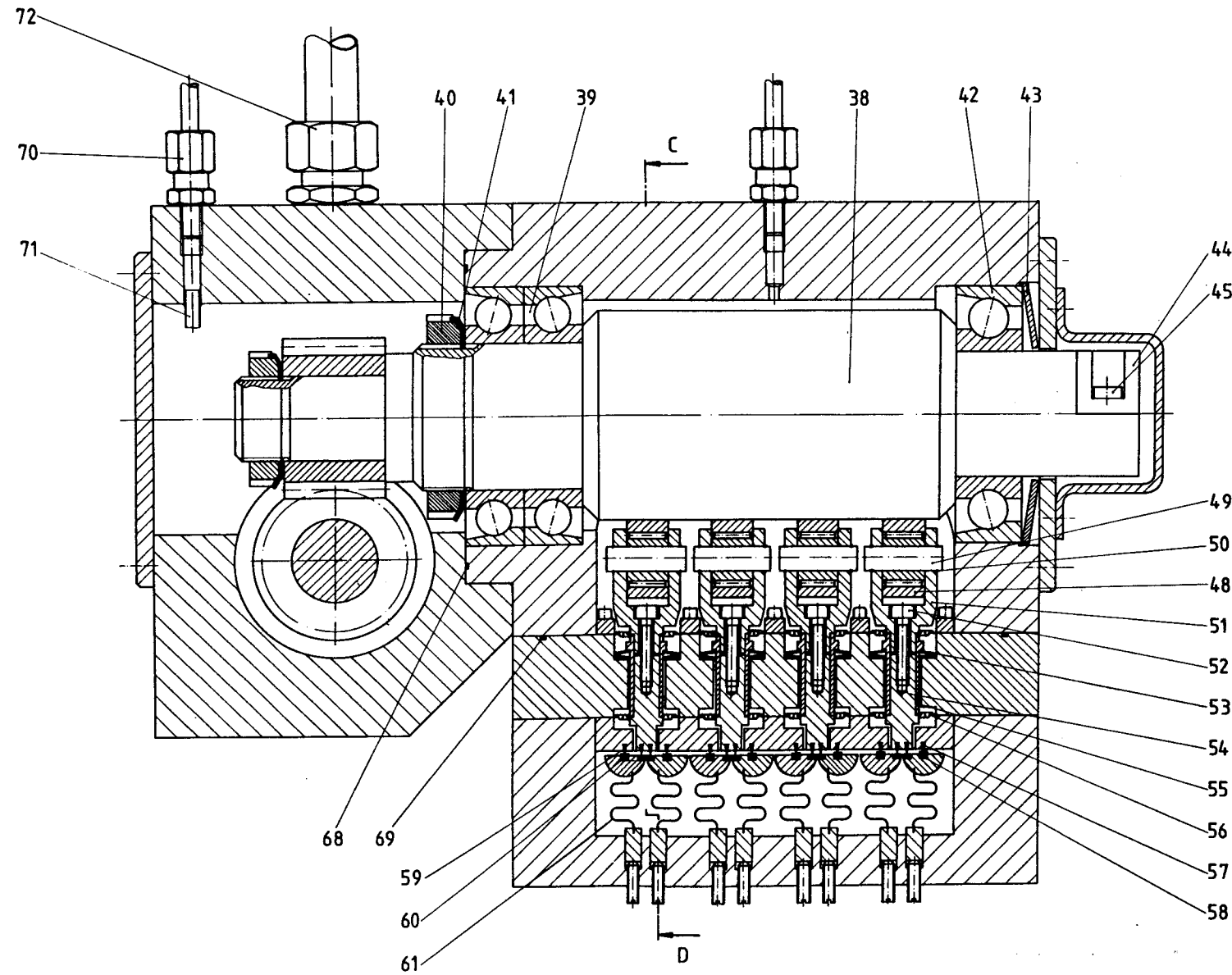
③ Projektnummer: _____

Lfd. Nr.	Anz. der Gruppe	Stück je Gruppe	Benennung und Fertigmaße	DIN-Nr.	Gew. kg je Stück	Werkstoff	Nachweis DIN 50049	Nur für Abnahme-Prüfvermerk	Zeichnungs-Nr.	Bemerkung	DM Soll	Lagernummer [Lagernummer des Rohteils]
④	⑤	⑥	7	8	⑨	10			11	12	⑬	⑭
52		8	Stößelschraube M 4*30			3.3535						204.00.502
53		16	Tellerfeder B16	2093								
54		8	Stößelschaft 23x10x8			3.3535						204.16.052
55		8	Stößelhülse Ø10x20			3.3535						204.00.602
56		16	Membranscheibe Da=18 Di=6.							Witzenmann		
57		16	Lagerschneide							C. Giese KG.		
58		16	Lagerpfanne							C. Giese KG.		
59		16	Auslenkschneide							C. Giese KG.		
60		16	Auslenkpfanne							C. Giese KG.		
61		16	Andruckfeder 15x13x8									
62		16	Federführung 16x15x4			3.3535						204.16.054
63		16	Federstellschraube M 3 * 0,25x10									
64		16	Gewindestift M 4 * 8			8.8						
65		1	Stütze 85x10x10			3.3535						204.16.051
66		3	Sechskantschraube M 3 * 16	933		8.8						300.03.101
67		3	Scheibe 3,2	125-A		St						304.01.004
68		1	Runddichring 220 * 2			NB70						311.01.951

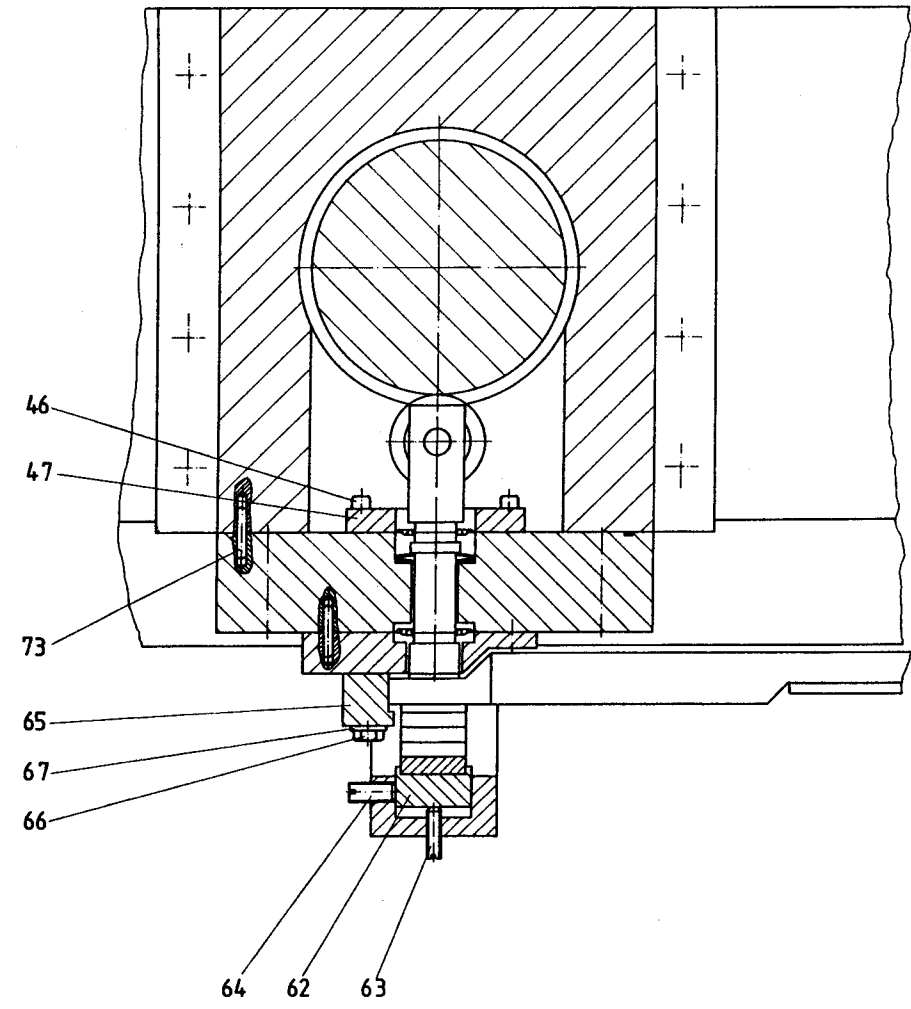
Tag	Name	Tag	Name	Gesamtgew. kg:	Stückliste besteht aus:	5	Blatt	Stücklistenblatt-Nr.:	4
		gez.:	6.3.85	Stückliste zu:	Einkristallschwingvorrichtung		Kat.:	Stücklisten-Nr.:	Pause-Nr.:
		gepr.:	11.2.85				670	06.02.85/0	
		Norm:					Ersatz:		
Sichtvermerk der Fertigungskontrolle:				Mikro-Kartei-Nr.:			Datum: Film-Nr.:		

KFA 80.15-10 A

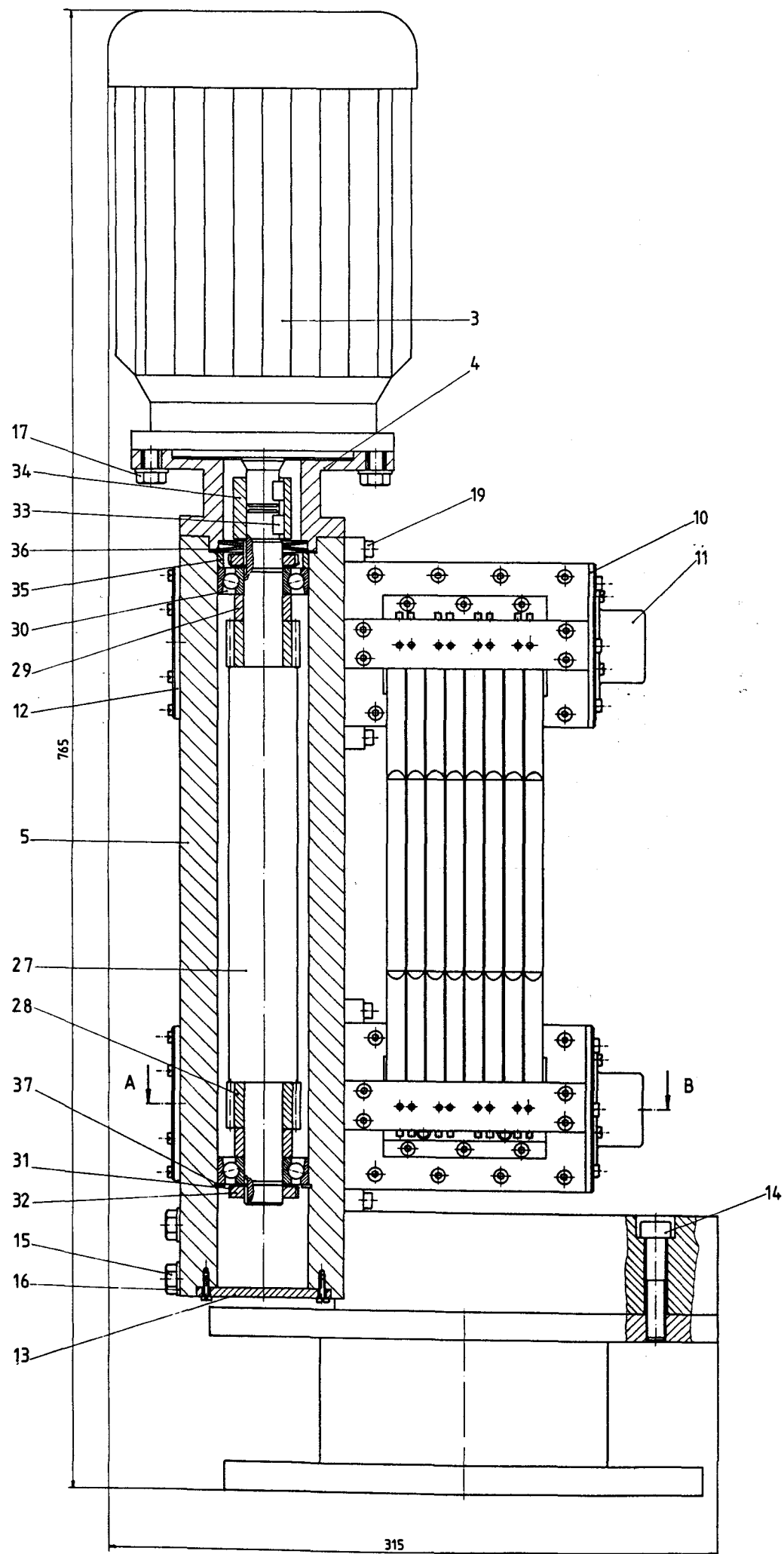
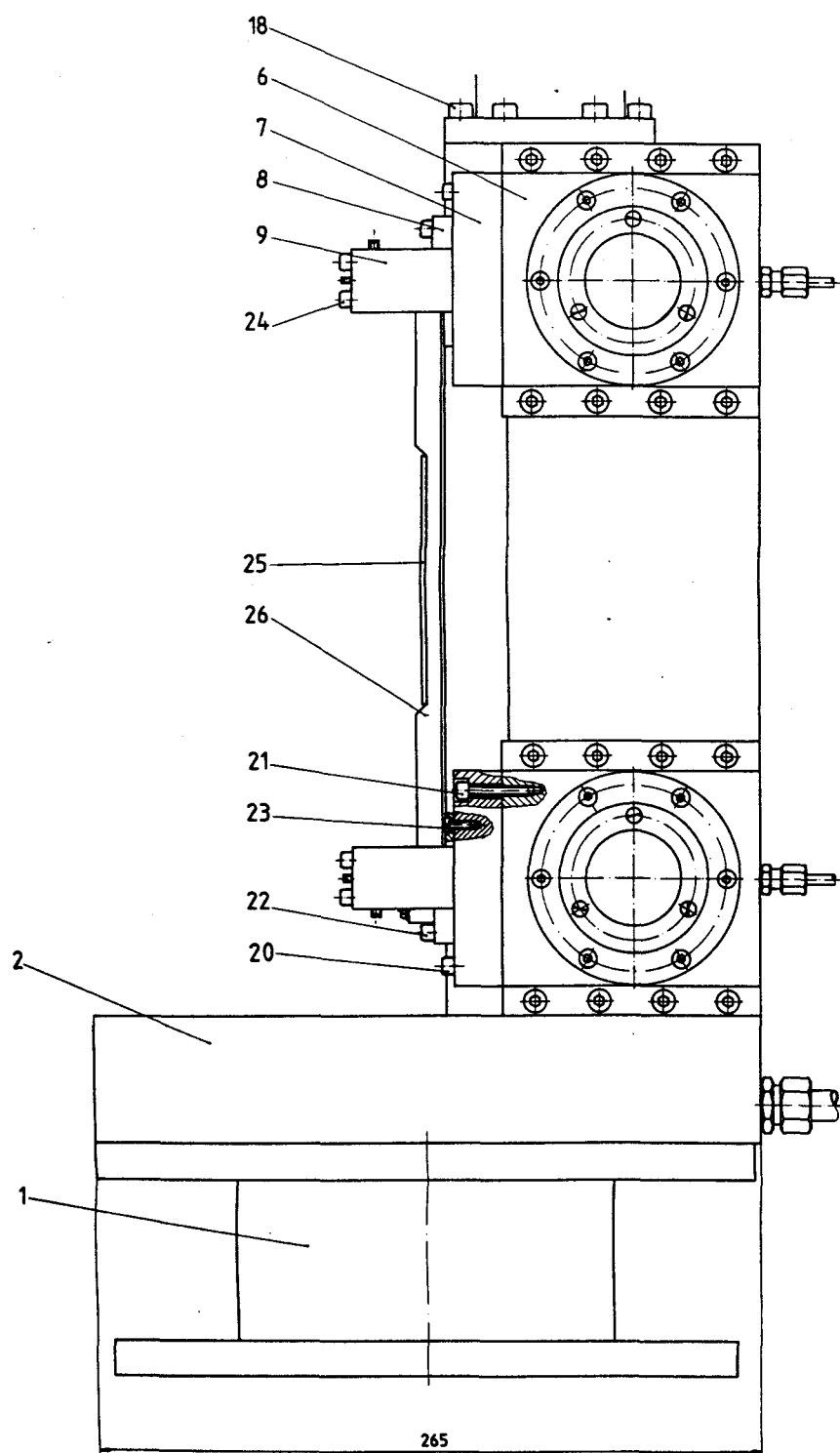
Schnitt A-B



Schnitt C-D



Scharfe Kanten 0,4 gebrochen		Auftrags Nr.		Tag		Name		Benennung		Maßstab																																	
Angaben zur Oberflächenbeschaffenheit nach DIN ISO 1307				10005		12.1.78		Einkristallschwingvorrichtung - Schnitte		2:1																																	
Formaltoleranz DIN 7168 m S				KFA		KFA		Zeichnungs Nr.		Formel																																	
<table border="1"> <tr> <th>Normmaß</th> <th>0,5 bis 6</th> <th>6 bis 30</th> <th>30 bis 120</th> <th>120 bis 400</th> <th>400 bis 1000</th> <th>1000 bis 2000</th> <th>über 2000</th> </tr> <tr> <td>Werkstoff</td> <td>0,5</td> <td>6</td> <td>30</td> <td>120</td> <td>400</td> <td>1000</td> <td>2000</td> </tr> <tr> <td>Abweichung für</td> <td>±0,1</td> <td>±0,2</td> <td>±0,3</td> <td>±0,5</td> <td>±0,8</td> <td>±1,2</td> <td>±2</td> </tr> <tr> <td>Abweichung für</td> <td>0,008</td> <td>0,02</td> <td>0,04</td> <td>0,08</td> <td>0,15</td> <td>0,2</td> <td>0,3</td> </tr> </table>		Normmaß	0,5 bis 6	6 bis 30	30 bis 120	120 bis 400	400 bis 1000	1000 bis 2000	über 2000	Werkstoff	0,5	6	30	120	400	1000	2000	Abweichung für	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	Abweichung für	0,008	0,02	0,04	0,08	0,15	0,2	0,3	Ander Buchst.		Ander e vor		Änderungsangabe		Tag		Name	
Normmaß	0,5 bis 6	6 bis 30	30 bis 120	120 bis 400	400 bis 1000	1000 bis 2000	über 2000																																				
Werkstoff	0,5	6	30	120	400	1000	2000																																				
Abweichung für	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2																																				
Abweichung für	0,008	0,02	0,04	0,08	0,15	0,2	0,3																																				
Mikro Karte-Nr.								Erstellt durch		Pause Nr.																																	
60.06.02.85-1/0																																											



Schnitt A-B siehe Zeichnung 670.06.02.85-1/0

Scharfe Kanten 0,4 gebrochen				Auftrags-Nr.		Tag	Name	Benennung	Maßstab
Angaben zur Oberflächenbeschaffenheit nach DIN 50 102						gepr.	00.05	Einkristallschwingvorrichtung	1:1
Fremdtransport DIN 7168 m 5						geprüft	22.1.77		
						MFA			
Härtebereich in mm								Zeichnungs-Nr.	Formel
								67006.02.85/0	
Abweichung für Langmaße in mm								Erstellt für	Prüfung
Abweichung für Gewinde und Ebenheit in mm								Erstellt durch	
				Änderung	Änderungsangabe	Tag	Name		

7. Literaturhinweise

Fachbücher

- 1 Beitz,W ; Küttner,KH.
Dubbel,Taschenbuch für den Maschinenbau
Berlin,Heidelberg,New York , 1981
Springer Verlag
- 2 Hildebrand,S
Feinmechanische Bauelemente
München , 1978
Hanser Verlag
- 3 Gläser,W
Einführung in die Neutronenphysik
München , 1972
Verlag Karl Thiemig
- 4 Tochtermann ; Bodenstein
Konstruktionselemente des Maschinenbaues
Berlin,Heidelberg.New York , 1979
Springer Verlag
- 5 Hagedorn,L
Konstruktive Getriebelehre
Karlsruhe , 1977
Schrödel Verlag
- 6 Raundnitz ; Reimpell
Handbuch des Waagenbaues
Berlin , 1955
Verlag Bernh.Friedr.Voigt

Fachaufsätze

- 11 Spanner,K ; Dietrich,L
Feinste Positionierungen mit Piezo-Antrieben
Feinwerktechnik & Messtechnik 87 (1979) 4

- 12 Dr.-Ing. E. Fischer , Kleinmachnow - Berlin
Funktion und Fertigung der Schneidenlager
Feingerätetechnik 9. Jg. Heft 11 / 1960

- 13 Hugo Angermeier , München
Federgelenke und Federgelenkgetriebe , Bauelemente
der Feinwerktechnik
Feinwerktechnik 70. Jg. Dezember Heft 12

- 14 Dipl.-Ing. Dietrich Kurz , Daimler- Benz AG.
Stuttgard-Untertürkheim
Entwurf und Rechnung ruckfreier Nocken
ATZ Nr. 11 , November 1954 , Jahrgang 56

- 15 G.Bauer ; G.Joswig ; J.Schelten ; W.Schmatz ;
Institut für Festkörperforschung Kernforschungs-
anlage Jülich Gmbh
Strahlführung und externes Neutronenlaboratorium
einer Quelle kalter Neutronen
Kerntechnik 14. Jg. (1972) Nr. 1

- 16 B.Alefeld ; Institut für Festkörperforschung
Kernforschungsanlage Jülich Gmbh
Neutronen-Rückstreuспекrometer
Kerntechnik 14. Jg. (1972) Nr. 1

- 17 R. Reinheimer
Methodisches Entwickeln und Konstruieren
REFA Sonderseminar 5. 1978

Firmenprospekte

SKF , Frankfurt

FAG , Schweinfurt

C.Giese KG , Idar Oberstein

Physik Instruments , Waldbron

Witzenmann , Pforzheim

Gutekunst , Metzingen

Franke & Heydrich , Aalen

Ermeto Armaturen , Bielefeld

Genauigkeitslager

Wälzlager

Schneidenlager

Piezo-Translatoren

Rillmembranscheiben

Federn

Drehtische

Verschraubungen

